

УДК 621.432

Расчет выносливости коленчатого вала 6-ти цилиндрового V-образного поршневого двигателя со смещенными шатунными шейками

Михайлов М.Ю.^{1,*}

^{*}mihmihailov93@mail.ru

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Выполнен расчет на выносливость коленчатого вала со смещенными шатунными шейками шестицилиндрового V-образного поршневого двигателя. Методики для расчета коленчатого вала подобной конструкции не существует. Вследствие этого была предложена модель расчета на выносливость с помощью существующего программного комплекса «KVAL», разработанного на кафедре «Поршневые двигатели» в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Эмпирические коэффициенты, необходимые для корректности решения находились с помощью численного эксперимента, структура которого также была предложена впервые. Данные, полученные в результате расчета, показали работоспособность рассматриваемой конструкции, а также позволили отметить несколько важных аспектов данной конструкции. В дальнейшем на базе предложенной модели планируется создание программного комплекса для автоматического расчета на выносливость коленчатых валов подобной конструкции.

Ключевые слова: поршневой двигатель; коленчатый вал; выносливость; смещенные шатунные шейки

Введение

При выборе угла развала V-образных двигателей руководствуются такими аспектами как: равномерность чередования вспышек в цилиндрах, массогабаритные показатели, унификация производства и т.д.

Для 6-ти цилиндрового двигателя выполненного в V-образной компоновке часто применяется угол развала 90°, унифицированный по технологическим соображениям с двигателями конфигурации V8, для которых такой угол развала является основным. Такая конструкция шестицилиндрового двигателя позволяет уравновесить момент инерции 1-го порядка без применения балансировочных валов. Однако при таком угле развала цилиндров не обеспечивается равномерность чередования вспышек (рабочие ходы в цилиндрах

через 90° и 150° по углу поворота коленчатого вала). Следствием этого является заметная вибрация работающего двигателя, особенно при работе на малых оборотах вращения коленчатого вала. Чтобы уменьшить вибрации и улучшить плавность хода, применяют маховик увеличенной массы, что естественно пагубно отражается на массогабаритных показателях двигателя.

В более современных двигателях V6 с углом развала 90° используется усложнённый коленчатый вал со смещёнными шатунными шейками, обеспечивающий равномерность чередования вспышек. Данная конструкция коленчатого вала применяется на автомобильных двигателях фирм Volkswagen, Mitsubishi, Opel и некоторых других.

Обзор существующих конструкций показал, что преимущественно применяют либо смещение, работающее на секторе шеек (рис.1), либо внедряют дополнительную промежуточную щеку (рис.2).

Для транспортных двигателей, особенно дизелей с максимальным давлением цикла от 10 МПа, наибольшее распространение получили конструкции с промежуточными щеками.

Однако применение такого конструктивного решения приводит к усложнению технологии изготовления вала и необходимости использования специальных методов расчёта.



Рис. 1. Коленчатый вал без промежуточной щеки



Рис. 2. Коленчатый вал с промежуточной щекой

1. Постановка задачи

Анализ поломок коленчатых валов показывает, что разрушения по большей части носят усталостный характер и начинаются от зон наибольших концентраций напряжений. Расчеты на выносливость проводятся на краях маслоподводящих отверстий в шатунной и коренной шейках, а также в галтелях перехода шеек в щеки.

По результатам динамического расчёта двигателя определяются номинальные напряжения при действии максимальных и минимальных сил и моментов, а также коэффициенты запаса прочности от действия нормальных напряжений от изгиба n_σ и касательных напряжений от кручения n_τ :

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\lambda_\sigma \left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m \right)}, \quad (1)$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при симметричном цикле соответственно при изгибе и кручении;

$K_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1)$, $K_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1)$ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении;

q_σ , q_τ - коэффициенты чувствительности металла к концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении;

$\alpha_\sigma, \alpha_\tau$ - теоретические коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении;

ψ_σ, ψ_τ - коэффициенты чувствительности материала вала к асимметрии цикла соответственно при изгибе и кручении;

$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_{M\sigma} \cdot \varepsilon_{n\sigma}, \varepsilon_\tau = \varepsilon_{M\tau} \cdot \varepsilon_{n\tau}$ - факторы, учитывающие влияние размеров на усталостную прочность (масштабные факторы $\varepsilon_{M\sigma}, \varepsilon_{M\tau}$) и состояние поверхности шейки с учетом чистоты обработки и технологического упрочнения $\varepsilon_{i\sigma}, \varepsilon_{n\tau}$ соответственно при изгибе и кручении;

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} - \text{амплитудные номинальные напряжения};$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} - \text{средние номинальные напряжения};$$

λ_0 - коэффициент динамического усиления, приближенно учитывающий влияние крутильных колебаний [1].

Прямых аналитических методик расчета данной схемы коленчатого вала не существует, однако в первом приближении оценку прочности вала можно выполнить при помощи традиционных методов расчета [2].

Отличие от классического алгоритма расчета заключается в следующем: помимо концентраторов напряжений, расположенных у краев отверстий для смазывания в шейках и в галтелях сопряжения щек с шейками, необходимо рассмотреть галтели между шатунными шейками и новой промежуточной щекой.

В данной статье демонстрируется разработанный алгоритм определения запаса выносливости для коленчатого вала со смещенными шатунными шейками.

Расчет выносливости выполнен в программе KVAL, созданной на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана [3]. Данный программный комплекс (ПК) позволяет производить оценку выносливости коленчатых валов двигателей рядной схемы и V-образной (с рядом сидящими шатунами и прицепным шатуном). Схема «смещенные шатунные шейки» в данном ПК отсутствует. Также программа позволяет вручную вносить коэффициенты необходимые для определения запаса прочности, что при их уточнении численным экспериментом позволит симитировать расчет коленчатого вала новой компоновки - со смещенными шатунными шейками.

В связи с вышеизложенным, оценка запасов выносливости будет проводиться в два этапа:

1. Определение запаса прочности вала двигателя с рядом сидящими шатунами. На этом этапе вал представляется в классической V-образной схеме с рядом сидящими шатунами и определяется его выносливость, учитывая, что основные концентраторы напряжения это галтели перехода шатунной шейки и щеки, а также два маслоподводящих отверстия.

2. Определение запаса прочности в галтели между шатунной шейкой и промежуточной щекой с применением схемы с «V-образный двигатель с прицепным шатуном». Особенностью данного расчета является то, что реальная галтель перехода шатунной шейки в промежуточную щеку заменяется в ПК набором масляных отверстий предусмотренных для схемы «прицепной шатун».

Строгость расчета заключается в том, что на каждом из этапов теоретический коэффициент концентрации напряжений $\alpha_\sigma, \alpha_\tau$ в исследуемом месте уточняется с помощью численного эксперимента над моделью исследуемого коленчатого вала со смещенными шатунными шейками и, далее, вручную вносится в ПК «KVAL».

Особо хочется подчеркнуть, что рассматривается не конкретная инженерная задача, а методика исследования выносливости коленчатых валов со смещенными шатунными шейками и, как частный случай, неполноопорного коленчатого вала оппозитного двигателя.

В качестве демонстрации методики ниже приведен пошаговый расчет коленчатого вала со смещенными шатунными шейками шестицилиндрового двигателя 6ЧН 13/14.

Для определения нагрузок, действующих на коленчатый вал, проведен расчет рабочего процесса двигателя в программе «Дизель-РК», созданной на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Расчетная мощность двигателя составила $N_e = 311$ кВт при оборотах $n_e = 2500$ об/мин и максимальном давлении цикла $P_z = 15$ МПа.

Эскиз колена показан на рис. 3. Твердотельная модель колена вала, выполненная в программе SolidWorks, показана на рис. 4.

Удобство создания твердотельной модели в программе SolidWorks обусловлено дальнейшей необходимостью получения массово-инерционных характеристик, необходимых для расчета в ПК «KVAL» Материал коленчатого вала сталь 40ХН ($\sigma_b = 980$ МПа, $\sigma_m = 785$ МПа, $\sigma_{-1} = 400$ МПа).

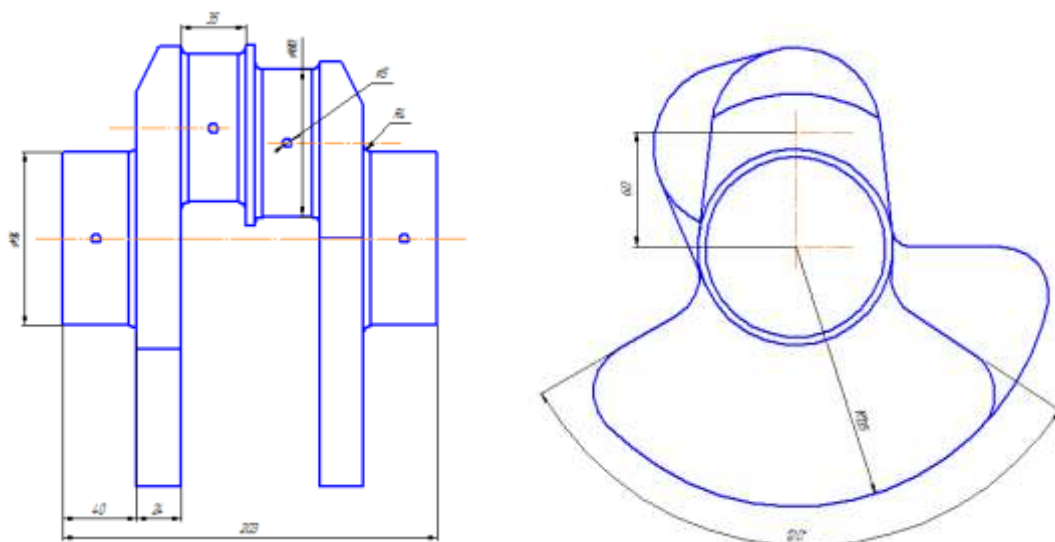


Рис.3. Эскиз колена вала

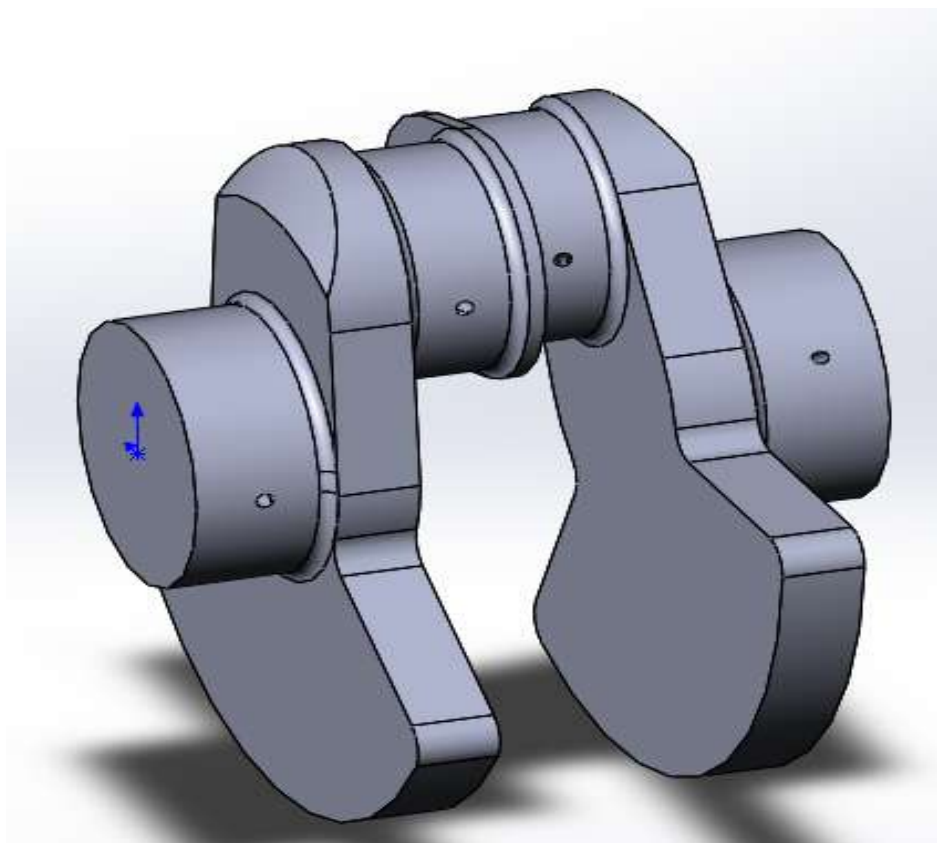


Рис. 4. 3-D модель колена вала

2. Основной расчет

В настоящее время для получения теоретических коэффициентов концентрации напряжений в элементах коленчатого вала целесообразно использовать 3-х мерную конечно-элементную модель, в которой наибольшее внимание следует уделить точности описания геометрии отверстий для подвода масла, а также мест сопряжений щёк и шеек.

После создания «твердотельной» модели, она переносится в расчетный комплекс ANSYS для непосредственного моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС) коленчатого вала с помощью МКЭ. Такой подход обеспечивает возможность оперативного изменения любых геометрических размеров (радиусов галтелей, диаметров маслоподводящих отверстий, углов их наклонов и др.) с автоматической регенерации всей расчетной модели. Последнее обстоятельство особенно важно с точки зрения сокращения сроков при оптимизационных расчетах деталей. Необходимо отметить, что для максимальной эффективности определения НДС в зонах концентрации напряжений предполагается проводить ряд однотипных расчетов с различной степенью детализации геометрии тех или иных зон при так называемых условиях «насыщения» - когда результаты расчетов подтверждаются на конечно-элементной модели с более мелкой разбивкой в зонах концентрации напряжений.

На рис.5 показан пример расчета коэффициента концентрации в галтели (этап №1) от изгибных напряжений.

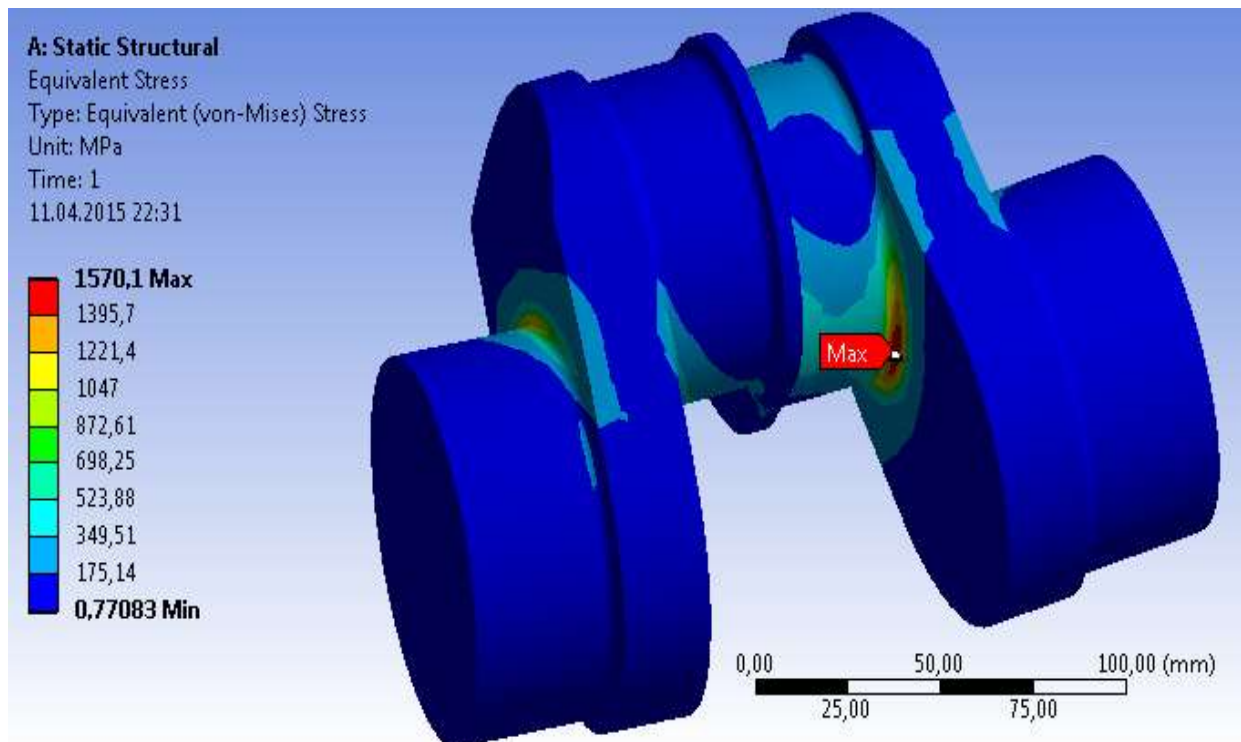


Рис. 5. Расчет при изгибающем моменте

Коэффициент концентрации изгибных напряжений в щеке [4]

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{i \max}}{\sigma_{иц}},$$

где $\sigma_{i \max}$ - максимальное значение интенсивности напряжений;

$\sigma_{иц} = \frac{M_u}{W_{иц}}$ - номинальное напряжение изгиба щеки;

M_u - расчетный изгибающий момент;

$W_{иц} = \frac{b^2 h}{6}$ - момент сопротивления изгибу сечения щеки.

При заданном изгибающем моменте (10^7 Н·м) максимальные изгибные напряжения в галтелях между коренной шейкой и щекой составляют 1465 МПа; между шатунной шейкой и щекой – 1570,1 МПа при номинальном значении 1001,6 МПа.

Таким образом, теоретические коэффициенты концентрации изгибных напряжений α_{σ} составили:

- для галтелей между шатунной шейкой и щекой 1,567;
- для галтелей между коренной шейкой и щекой 1,462;

Аналогично получены коэффициенты напряжений при кручении, а также в масло-подводящих отверстиях шеек (таблица 1).

Таблица 1. Теоретические коэффициенты концентрации напряжений в элементах вала

Место концентрации	Теоретические коэффициенты концентрации напряжений	
	От изгиба, α_σ	от кручения, α_τ
Галтель между шатунной шейкой и щекой	1,567	2,538
Галтель между коренной шейкой и щекой	1,462	1,984
Маслоподводящее отверстие шатунной шейки	2,715	3,08
Маслоподводящее отверстие коренной шейки	2,146	2,49

Полученные коэффициенты концентрации используются в программе KVAL для расчета по 1 этапу. Общий вид окна коэффициентов показан на рис. 6.

Коэффициенты концентрации: YaMZ 236

KK
☐ По Лейкину
☒ Вручную

Коэффициенты чувствительности материала

q в галтели ШШ	q на кромке масл. отв. КШ	q на кромке масл. отв. ШШ
$(q)(r, \sigma_z)$ 0.8948	$(q)(r, \sigma_z)$ 0.9048	$(q)(r, \sigma_z)$ 0.9048
$(q)(r, \sigma_T/\sigma_z)$ 0.8956	$(q)(r, \sigma_T/\sigma_z)$ 0.9056	$(q)(r, \sigma_T/\sigma_z)$ 0.9056
$q_\sigma(r, \sigma_z, \sigma_T/\sigma_z)$ 0.8952	$q_\sigma(r, \sigma_z, \sigma_T/\sigma_z)$ 0.9052	$q_\sigma(r, \sigma_z, \sigma_T/\sigma_z)$ 0.9052
$q_\tau(r, \sigma_T/\sigma_z)$ 0.8956	$q_\tau(r, \sigma_T/\sigma_z)$ 0.9056	$q_\tau(r, \sigma_T/\sigma_z)$ 0.9056

Коэффициенты концентрации

В масл. отверстиях КШ	В масл. отверстиях ШШ
Теоретический: $\alpha_\sigma(\sigma_{\text{зр}})$ 2.146	Теоретический: $\alpha_\sigma(\sigma_{\text{зр}})$ 6.715
Эффективный: K_σ 2.6985	Эффективный: K_σ 2.7524
$\alpha_\tau(\sigma_{\text{зр}})$ 1.485	$\alpha_\tau(\sigma_{\text{зр}})$ 2.146
K_τ 4.0019	K_τ 4.2434

Масштабные факторы

$\epsilon_{\text{ШШ}}$	0.65
$\epsilon_{\text{КШ}}$	0.73
$\epsilon_{\text{КШ}}$	0.716
$\epsilon_{\text{КШ}}$	0.636

Асимметрия цикла

Ψ_σ	0.1467
Ψ_τ	0.0733

Коэф-т усиления

Число шеек	4
λ_d	1.14

В галтели ШШ при изгибе

Теоретический: α_σ 1.567

Эффективный: K_σ 1

В галтели ШШ при кручении

Теоретический: α_τ 2.538

Эффективный: K_τ 2.4330

Технология упрочнения

Обдувка дробью

K_v 1.75

Рис. 6. Таблица коэффициентов в ПК «KVAL»

Далее выполняется расчет и результаты выводятся на экран (рис. 7).

Результаты расчёта - табличное представление: YaMZ 236				
Силы в КШМ Силы Моменты Напряжения Запасы				
Запасы прочности (в скобках - значения по разрезной схеме)				
Название	Секция 1	Секция 2	Секция 3	Мин. зна...
Кручение правой коренной шейки (масл. отв.)	3.85 (3.85)	3.966 (3.966)	4.752 (4.752)	
Изгиб правой коренной шейки (масл. отв.)	5.442 (1E30)	4.013 (1E30)	1E30 (1E30)	
Общий запас правой коренной шейки (масл. отв.)	3.143 (3.85)	2.821 (3.966)	4.752 (4.752)	
Кручение в левой галтели шатунной шейки	13.31 (7.198)	9.264 (4.106)	5.634 (4.397)	
Изгиб в левой галтели шатунной шейки в плоскости ко...	1.687 (1.612)	2.574 (1.612)	2.191 (1.612)	
Общий запас в левой галтели шатунной шейки	1.674 (1.573)	2.48 (1.5)	2.042 (1.513)	
Кручение шатунной шейки (масл. отв.), Сечение 0	7.671 (4.152)	5.368 (2.37)	3.26 (2.541)	
Изгиб шатунной шейки (масл. отв.), Сечение 0	7.345 (3.967)	5.595 (3.967)	3.814 (3.967)	
Общий запас шатунной шейки (масл. отв.), Сечение 0	5.305 (2.868)	3.873 (2.035)	2.478 (2.14)	
Кручение шатунной шейки (масл. отв.), Сечение 1	7.671 (4.152)	5.368 (2.37)	3.26 (2.541)	
Изгиб шатунной шейки (масл. отв.), Сечение 1	9.373 (4.021)	6.512 (4.021)	4.224 (4.021)	
Общий запас шатунной шейки (масл. отв.), Сечение 1	5.937 (2.889)	4.142 (2.042)	2.581 (2.148)	
Кручение в правой галтели шатунной шейки	13.31 (7.198)	9.264 (4.106)	5.634 (4.397)	
Изгиб в правой галтели шатунной шейки в плоскости к...	1.624 (1.633)	1.868 (1.633)	1.787 (1.633)	
Общий запас в правой галтели шатунной шейки	1.612 (1.592)	1.831 (1.517)	1.703 (1.531)	

Рис. 7. Окно результатов расчета в ПК «KVAL»

Расчет показал допустимые значения коэффициент запаса прочности [5], [6].

Далее проводится расчет промежуточной щеки (2 этап).

Для начала уточним с помощью численного эксперимента в ПК «ANSYS» теоретический коэффициент концентрации в галтели перехода шатунной шейки в промежуточную щеку. Галтель разбивается как показано на рис. 8 (дискретный шаг равен 15°). Далее проводим ряд однотипных расчетов, нагружая колено как показано на рис.9. После чего для каждого дискретного угла определяем значение $\alpha_\sigma, \alpha_\tau$.

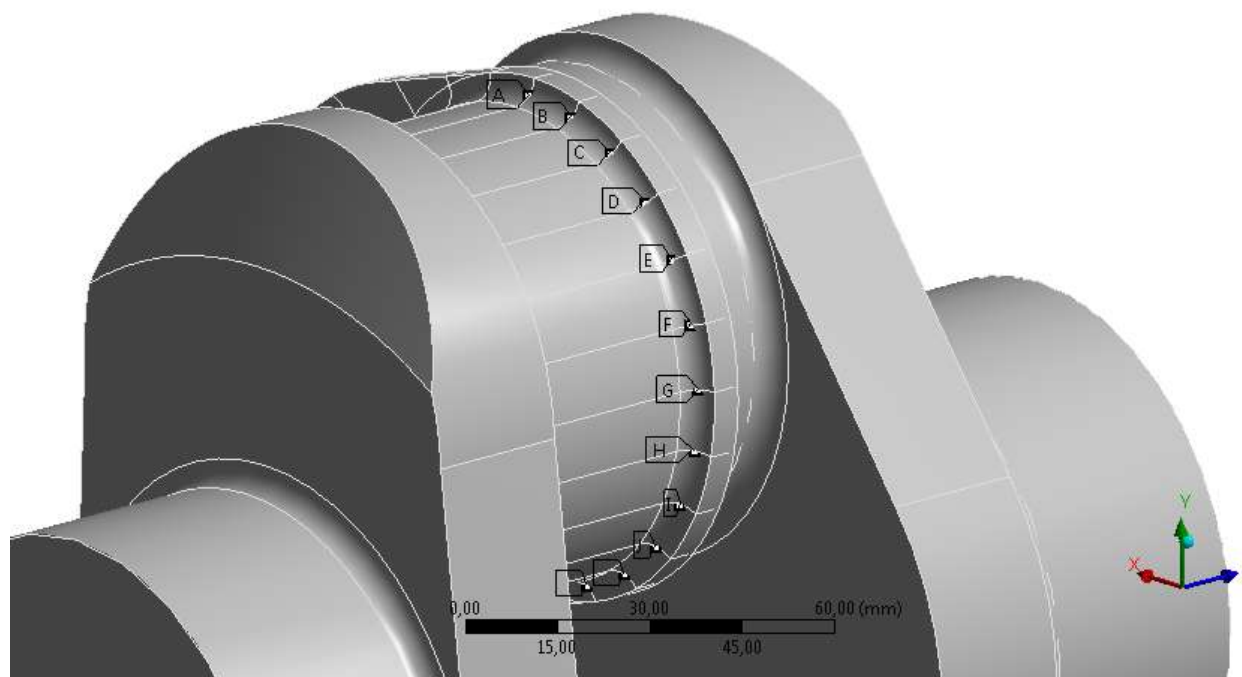


Рис. 8. Схема дискретной разбивки твердотельной модели

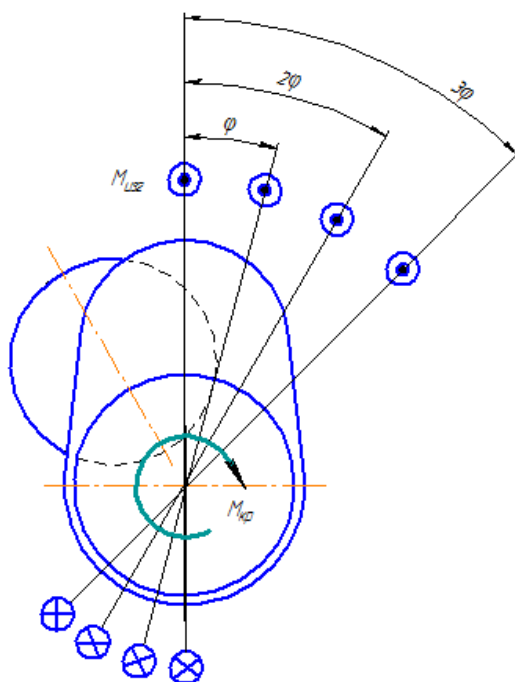


Рис. 9. Принципиальная схема нагружения твердотельной модели

Далее в ПК «KVAL» изменяем компоновку на «прицепной шатун». Изменяем угол выхода масляного отверстия через каждые 15° , вносим соответствующие коэффициенты $\alpha_\sigma, \alpha_\tau$ и находим запас для шатунной шейки. Операции показаны на рис. 10, 11, 12.

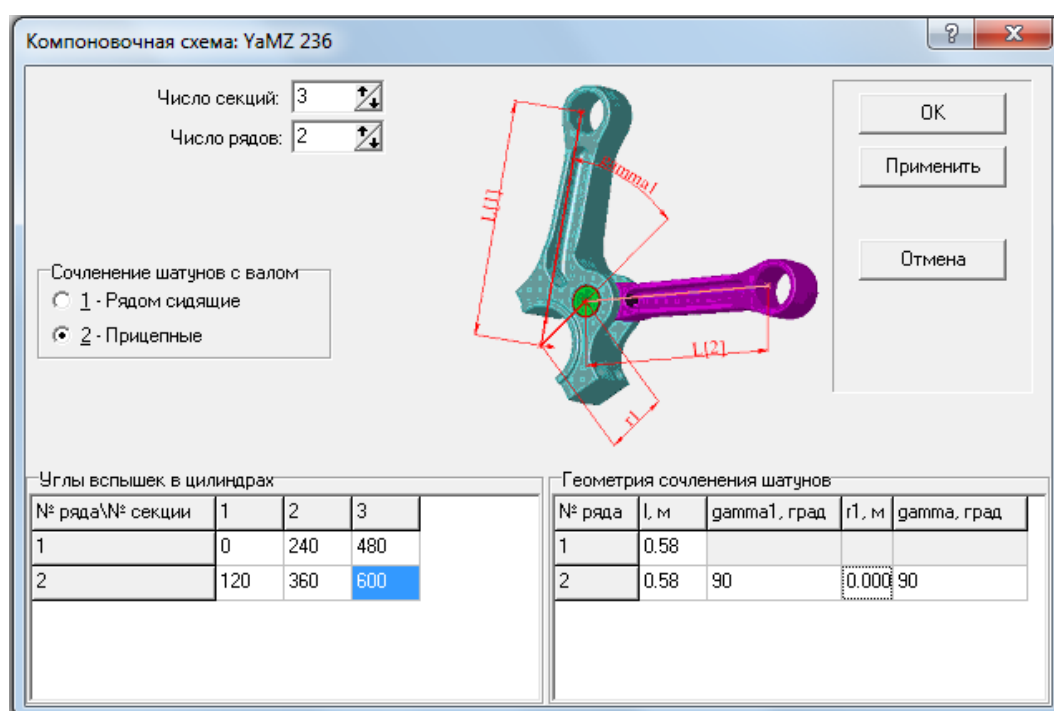


Рис. 10. Выбор компоновочной схемы

Результаты расчета приведены в сводной таблице 2 по распределению запасов прочности.

Кoeffициенты концентрации: YaMZ 236

KK
☐ По Лейкину
☒ Вручную

Кoeffициенты чувствительности материала

q в галтели ШШ		q на кромке масл. отв. КШ		q на кромке масл. отв. ШШ	
$(q)(r, \sigma_z)$	0.8948	$(q)(r, \sigma_z)$	0.9048	$(q)(r, \sigma_z)$	0.9048
$(q)(r, \sigma_y/\sigma_z)$	0.8956	$(q)(r, \sigma_y/\sigma_z)$	0.9056	$(q)(r, \sigma_y/\sigma_z)$	0.9056
$q_\sigma(r, \sigma_z, \sigma_y/\sigma_z)$	0.8952	$q_\sigma(r, \sigma_z, \sigma_y/\sigma_z)$	0.9052	$q_\sigma(r, \sigma_z, \sigma_y/\sigma_z)$	0.9052
$q_\tau(r, \sigma_y/\sigma_z)$	0.8956	$q_\tau(r, \sigma_y/\sigma_z)$	0.9056	$q_\tau(r, \sigma_y/\sigma_z)$	0.9056

Кoeffициенты концентрации

В масл. отверстии КШ

Теоретический:	Эффективный:
$\alpha_\sigma(\sigma_{\text{пр}})$: 2.146	K_σ : 2.0373
$\alpha_\tau(\sigma_{\text{пр}})$: 2.49	K_τ : 2.3493

В масл. отверстии ШШ

Теоретический:	Эффективный:
$\alpha_\sigma(\sigma_{\text{пр}})$: 4.351	K_σ : 2.5524
$\alpha_\tau(\sigma_{\text{пр}})$: 3.118	K_τ : 0.0944

В галтели ШШ при изгибе

Теоретический: α_σ : 1.567

Эффективный: K_σ : 1.5075

В галтели ШШ при кручении

Теоретический: α_τ : 2.538

Эффективный: K_τ : 2.3774

Технология упрочнения

Обдувка дробью

K_v : 1.75

Масштабные факторы

$\varepsilon_{\text{ШШ}}$: 0.65

$\varepsilon_{\text{КШ}}$: 0.73

$\varepsilon_{\text{КШ}}$: 0.716

$\varepsilon_{\text{КШ}}$: 0.636

Асимметрия цикла

ψ_σ : 0.1467

ψ_τ : 0.0733

Кoeff-т усиления

Число шеек: 4

λ_d : 1.14

OK

Применить

Отмена

Рис. 11. Внесение коэффициентов $\alpha_\sigma, \alpha_\tau$ соответствующих дискретному углу

Геометрия колена вала: YaMZ 236

Диаметр цилиндра, м (D): 0.1200

Радиус кривошипа, м (R): 0.06

Длина колена, м (L0): 0.203

DKнаруж, м (DkSh): 0.094

DKвнутр, м (DkSb): 0

DШнаруж, м (DsSh): 0.08

DШвнутр, м (DsSb): 0

Ширина щеки, м (H): 0.104

Толщина щеки, м (B): 0.024

Угол наклона масляной канавки, град: 210

Расстояние до галтели щеки, м (L5): 0.032

Смещение оси противовеса, м (L6): 0.002

Радиус галтели КШ, м (RgalK): 0.004

Радиус галтели ШШ, м (RgalS): 0.004

Радиус масл. отв. в КШ, м (RMasK): 0.005

Радиус масл. отв. в ШШ, м (RMasS): 0.005

Эксцентриситет облегч. отв., м (E): 0

Угол наклона масл. отв., град (gamma): 45

Эскиз колена

Рис. 12. Выбор наклона масляной канавки соответствующего дискретному углу

Таблица 2. Теоретические коэффициенты концентрации напряжений в галтели промежуточной щеки

$\varphi, \text{град}$	$\alpha_{\sigma}^{\text{осн}}$	$\alpha_{\tau}^{\text{осн}}$	$\alpha_{\sigma}^{\text{смещ}}$	$\alpha_{\tau}^{\text{смещ}}$	$n^{\text{осн}}$	$n^{\text{смещ}}$
0	0.093	0.771	0.997	0.777	1.48	6.75
15	0.095	0.519	2.416	0.532	2.07	3.33
30	0.105	0.386	3.494	0.387	14.76	1.98
45	0.128	0.292	4.396	0.290	17.77	1.60
60	0.120	0.234	4.805	0.236	18.51	1.48
75	0.133	0.204	4.995	0.201	22.68	1.57
90	0.155	0.205	5.065	0.205	27.94	1.72
105	0.148	0.260	4.801	0.251	21.19	1.87
120	0.139	0.353	3.989	0.355	18.71	1.79
135	0.120	0.522	2.941	0.518	14.61	1.78
150	0.107	0.807	1.147	0.819	11.01	1.93
165	0.246	1.404	0.243	1.418	10.34	3.14
180	1.118	2.488	0.103	2.513	4.20	6.26
195	3.042	3.060	0.123	3.027	3.19	9.98
210	4.351	3.118	0.138	3.045	1.34	12.89
225	4.947	2.959	0.144	2.959	1.43	15.11
240	5.364	2.866	0.149	2.834	1.65	17.40
255	4.975	2.839	0.137	2.817	1.81	19.64
270	4.924	2.905	0.126	2.897	1.72	22.09
285	4.072	2.955	0.110	3.017	1.80	22.56
300	3.439	3.016	0.099	2.997	1.74	21.28
315	2.468	2.839	0.094	2.831	1.97	17.95
330	0.978	2.290	0.103	2.301	3.58	14.14
345	0.209	1.309	0.219	1.324	3.49	10.65

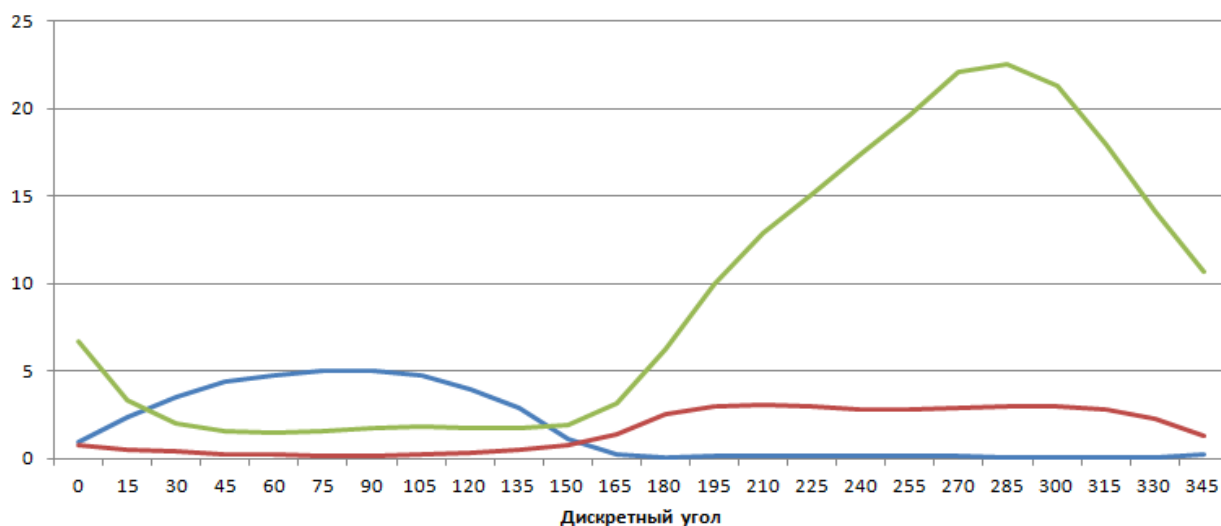


Рис. 13. Распределение коэффициент запаса и коэффициентов концентрации в галтели смещенной шейки

Определено, что наименьший запас в точке под углом в 210°.

Для более наглядного представления результатов имеющихся в таблице 2 ниже, на рисунке 13, представлен график зависимости коэффициента запаса (зеленая линия), а также коэффициентов концентрации (от изгибных моментов – синяя линия, от крутящего момента – красная).

Заключение

Из результатов расчета видно, что точка с минимальным запасом не совпадает с точкой с максимальным теоретическим коэффициентом концентрации напряжений. Данный аспект объясняется меньшими значениями номинальных напряжений в этой точке отличие от точки с минимальным запасом.

Достаточно отчетливо просматривается и то, что по запасу можно четко проследить переход напряжений с сектора одной галтели в галтель противоположно расположенную. Для наглядности данного факта на рисунке 14 построен график распределения коэффициента запаса в противоположных галтелях (синяя линия – основная щека, красная – смещенная)

В целом конструкция получается равнопрочная и, учитывая численные значения коэффициентов, можно считать, что она является работоспособной.

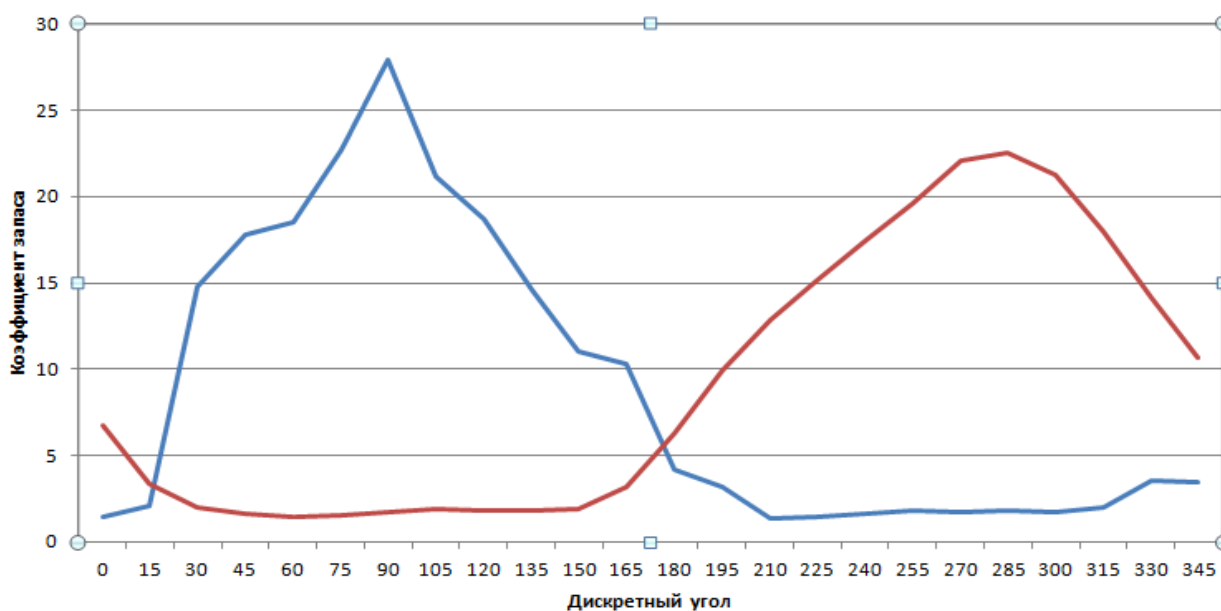


Рис. 14. Распределение коэффициентов запаса в противоположащих галтелях

Приведенная конструкция коленчатого вала со смещенными шейками обеспечивает равномерное чередование вспышек в цилиндрах при угле развала в 90° при выполнении требуемых запасов прочности.

Список литературы

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 4-е изд. М.: Машиностроение, 1993. 639 с.
2. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник / Под ред. Н.Д. Чайнова. 2-е изд. М.: Машиностроение, 2011. 495 с.
3. Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Карпов А.В. Расчеты нагрузок в элементах кривошипно-шатунного механизма и прочности коленчатых валов поршневых машин: учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 32 с.
4. Гоц А.Н. Методика и алгоритм расчета коленчатого вала ДВС // Двигателестроение. 1987. № 5. С.12–17.
5. Гоц А.Н., Куделя И.Н. Исследование напряженного состояния в галтелях коленчатого вала // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: VII Междунар. науч.–практ. семинар: Материалы. Владимир: Изд-во Владимир. гос. ун-та, 1999. С. 46–50.
6. Лейкин Л.С., Раскин В.И. Исследование концентрации напряжений и оценка пределов выносливости в галтелях коленчатых валов ЯМЗ // Технология, теплотехника и автоматизация металлургического производства: Сб. тр. М.: Металлургия, 1972. С. 578–581.

Calculating Endurance of the V6 Piston Engine Crankshaft with Offset Connecting Rod Journals

Mikhailov M.Yu.^{1,*}

[*mihmihailov93@mail.ru](mailto:mihmihailov93@mail.ru)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: piston engine, crankshaft, endurance, offset rod bearing journals

Contemporary design solutions in the engine engineering are aimed at raising a great many technical and economic performances, and enhancing manufacturability. When producing the V-shaped six-cylinder engines, the camber angle is often taken to be equal to 90°, which is technologically advantageous in the production of V8 engines. However, this solution leads to the engine instability and deteriorates mass-dimension and vibration performances of the engine. A crankshaft with the offset connecting rod journals is the solution to which Western and Russian power plant developers have increasingly taken recourse. However, introducing such a shaft entails a number of difficulties, and what is the most important requires special methods of calculation.

There are no direct analytical methods to calculate this type of crankshafts. The article describes a technique to estimate endurance using a software complex "KVAL", developed at the BMSTU Department "Piston engines". This software disables direct examination of the crankshaft of this type, however, in conjunction with other calculations enables estimating endurance.

The main point of the technique is a two-staged calculation. The original crankshaft is represented at first as a crankshaft with the connecting rods, sitting side-by-side. The article studies its endurance in the fillets of the rod bearing journal transition to the cheek and also at the outlets of two oil-feed holes. The second stage presumes that the shaft has an articulated rod and using the same type of calculations studies the fillet transition of the rod bearing journals to the intermediate cheek by its representation as an oil hole.

Each of the stages refines theoretical coefficients of stress concentration through numerical simulation in the software package "ANSYS", thereby making calculation more stringent.

The results obtained are very evident and representative, but also allow us to suggest a number of hypotheses for further research.

The proposed technique enables us to study endurance of the crankshafts with offset connecting rod journals, as well as the Napoleone crankshafts of opposed reciprocating engines.

References

1. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detalej mashin* [Strength calculation of machine parts]: Handbook. 4th ed. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1993. 639 p. (in Russian).
2. *Konstruirovaniye dvigatelej vnutrennego sgoraniia* [Design of internal combustion engines] / Ed. by N.D. Chajnov. 2nd ed. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2011. 495 p. (in Russian).
3. Chajnov N.D., Krasnokutskij A.N., Karpov A.V. *Raschety nagruzok v elementakh krivoshipno-shatunnogo mekhanizma i prochnosti kolenchatykh valov porshnevnykh mashin* [Calculations of loads in the elements of the crank mechanism and strength of crankshafts for reciprocating machines]: textbook. Moscow: Bauman MSTU Publ., 2000. 32 p. (in Russian).
4. Gots A.N. The methodology and algorithm of calculation of a crankshaft of the internal combustion engine. *Dvigatelistroenie* [Engine Construction], 1987, no. 5, pp. 12-17 (in Russian).
5. Gots A.N., Kudelia I.N. Issledovanie napriazhennogo sostoianiia v galteliakh kolenchatogo vala [Investigation of the stress state in the fillets of the crankshaft]. *Sovershenstvovanie moschnostnykh, ekonomicheskikh i ekologicheskikh pokazatelej: VII Mezhdunarodnyj nauchno-prakticheskij seminar* [Improving of power, economical and ecological indexes of internal combustion engines (Vladimir, Russia, May 25-27,1999)]: Proc. Vladimir: Vladimir State Univ. Publ., 1999. Pp. 46-50 (in Russian).
6. Lejkin L.S., Raskin V.I. Issledovanie kontsentratsii napriazhenij i otsenka predelov vyнослиivosti v galteliakh kolenchatykh valov IAMZ [The study of stress concentration and rating limits in the fillets of crankshafts YAMZ]. *Tekhnologiya, teplo tekhnika i avtomatizatsiia metallurgicheskogo proizvodstva* [Technology, thermal engineering and automation of metallurgical production]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1972. Pp. 578-581 (in Russian).