

*Шаповал Сергей Николаевич*

*магистрант, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)», Россия, г. Москва*

## **РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ШАТУНА ДВС ПО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМ ПАРАМЕТРАМ**

В работе рассматривается задача автоматизации проектирования шатуна двигателя внутреннего сгорания на основе заданных эксплуатационных параметров. Основное внимание уделено снижению трудоёмкости предварительных расчётов и уменьшению зависимости результата от субъективных решений конструктора.

Предложен алгоритм, позволяющий формировать геометрию шатуна с учётом действующих нагрузок, характеристик материала и конструктивных ограничений. В качестве критерия оптимизации выбрана минимизация массы при обеспечении требуемой прочности и устойчивости.

Алгоритм включает последовательные этапы: расчёт нагрузок, задание исходной геометрии, определение геометрических и прочностных характеристик, а также оптимизацию параметров с последующей проверкой в CAD-среде. В работе показана возможность получения рациональных конструктивных решений на ранних стадиях проектирования.

The paper considers the problem of automating the design of an internal combustion engine connecting rod based on specified operating parameters. The main focus is on reducing the labor intensity of preliminary calculations and decreasing the dependence of the result on subjective decisions of the designer.

An algorithm is proposed that allows forming the geometry of the connecting rod taking into account the acting loads, material properties, and design constraints. The optimization criterion is the minimization of mass while ensuring the required

strength and stability.

The algorithm includes sequential stages: load calculation, definition of initial geometry, determination of geometric and strength characteristics, as well as parameter optimization followed by verification in a CAD environment. The paper demonstrates the possibility of obtaining rational design solutions at the early stages of design.

**Ключевые слова:** шатун, двигатель внутреннего сгорания, автоматизированное проектирование, оптимизация, прочность, устойчивость, CAD-модель, параметрический синтез.

**Keywords:** connecting rod, internal combustion engine, automated design, optimization, strength, stability, CAD model, parametric synthesis.

## Введение

Шатун – это одна из наиболее ответственных деталей кривошипно-шатунного механизма [1, 5]. В процессе работы двигателя он воспринимает знакопеременные нагрузки [1, 8], связанные с действием давления газов в цилиндре и инерционных сил возвратно-поступательно движущихся масс. При этом к детали предъявляются одновременно противоречивые требования: с одной стороны, шатун должен обладать достаточной прочностью и устойчивостью, с другой — иметь минимально возможную массу, поскольку рост массы ухудшает динамические показатели механизма и повышает инерционные нагрузки. В традиционной инженерной практике подбор размеров шатуна часто выполняется итерационно [9]. Часто с опорой на эмпирические рекомендации, предварительные расчёты и последующую проверку. Такой подход требует значительных временных затрат и во многом зависит от опыта конструктора.

В условиях цифровизации инженерной деятельности особую значимость приобретает разработка алгоритмов, позволяющих автоматизировать ранние стадии проектирования. Для шатуна ДВС это означает переход от ручного выбора размеров к вычислениям. В них геометрия детали определяется по заданным эксплуатационным параметрам двигателя, характеристикам материала и конструктивным ограничениям. Подобная постановка задачи позволяет уже на этапе предварительного проектирования получать технически реализуемые варианты конструкции, пригодные для последующего трёхмерного моделирования.

Разработанный алгоритм решает задачу параметрического построения геометрии шатуна с минимизацией массы при соблюдении условий прочности и устойчивости. Алгоритм реализован так, что: сначала выполняется расчёт нагрузок по исходным эксплуатационным данным, затем формируется стартовая геометрия, рассчитываются её массовые и прочностные характеристики, после чего производится численная оптимизация параметров. В итоге работы

алгоритма проверяется полученное решение на основе твердотельной CAD-модели, что позволяет связать аналитическую часть расчёта и геометрическую.

### **Выбор входных данных**

Основой же разработанного решения выступает выбор такого набора входных данных, который, с одной стороны, достаточно полно описывает условия работы шатуна; а с другой — остаётся ограниченным и удобным для практического использования. Входная информация в алгоритме организована в три смысловых блока. Первый блок содержит параметры двигателя: диаметр цилиндра, ход поршня, межосевое расстояние шатуна, максимальную частоту вращения, максимальное давление газов, массу возвратно-поступательных частей. Эти величины позволяют перейти от эксплуатационного описания объекта к расчёту действующих усилий. Второй блок характеризует материал: наименование, плотность, предел текучести, предел выносливости, модуль упругости и коэффициент запаса. Третий блок задаёт конструктивные ограничения, в том числе диаметры поршневого пальца и шатунной шейки, минимальную толщину стенки и минимальный радиус скругления [3, 4, 8].

Выбор именно этих входных данных является обоснованным с инженерной точки зрения. Диаметр цилиндра и максимальное давление газов необходимы для вычисления газовой силы, определяющей основной уровень сжимающей нагрузки. Ход поршня, радиус кривошипа, длина шатуна и максимальная частота вращения используются для определения кинематических параметров механизма и расчёта инерционной составляющей нагрузки. Масса возвратно-поступательных частей напрямую влияет на величину силы инерции, а значит, и на опасный режим растяжения шатуна. Свойства материала определяют допускаемые напряжения, устойчивость детали при сжатии и её массу. Наконец, конструктивные ограничения задают область допустимых решений, исключая геометрически нереализуемые варианты, например слишком малые толщины стенок или несогласованные размеры головок и стержня. В

совокупности такой набор входных данных позволяет описать одновременно режим эксплуатации, конструктивную совместимость детали с двигателем и её несущую способность.

### Описание работы алгоритма

На первом расчётном этапе алгоритм определяет основные нагрузки, действующие на шатун. Площадь поршня вычисляется по формуле:

$$A_p = \pi D^2 / 4 \quad (1),$$

где  $A_p$  — площадь поршня,

$D$  – диаметр цилиндра,

после чего максимальная газовая сила находится как произведение максимального давления газов на площадь поршня:

$$F_g = p_{max} \cdot A_p \quad (2),$$

где  $F_g$  — сила от давления газов,

$p_{max}$  – максимальное давление газов.

Инерционная составляющая рассчитывается через массу возвратно-поступательных частей и максимальное ускорение поршня:

$$a_{max} = r\omega^2(1 + \lambda) \quad (3),$$

где  $a_{max}$  — ускорение,

$r$  – радиус кривошипа,

$\omega$  – угловая скорость,

$\lambda = r/l$  (где  $l$  – длина шатуна).

Инерционная сила:

$$F_i = ma_{max} \quad (4),$$

где  $F_i$  — сила инерции,

$m$  – масса возвратно-поступательных частей.

Тогда максимальная сила сжатия принимается как сумма газовой и инерционной составляющих:

$$F_c = F_g + F_i \quad (5),$$

а максимальная сила растяжения — как инерционная составляющая:

$$F_t = F_i \quad (6).$$

Такая схема соответствует задаче предварительного проектирования и позволяет быстро получить расчётные усилия, достаточные для автоматизированного подбора геометрии [8].

Далее алгоритм формирует стартовую геометрию шатуна. Этот этап нужен для получения исходной точки расчёта и сопоставления начального и оптимизированного вариантов. Геометрия описывается восемью независимыми параметрами: наружным диаметром малой головки, шириной малой головки, наружным диаметром большой головки, шириной большой головки, шириной стержня, высотой Н-образного сечения, толщиной полки Н-сечения и толщиной стенки. Начальные значения задаются по простым конструктивным соотношениям, привязанным к диаметрам пальца и шатунной шейки, а также к минимально допустимой толщине стенки. Такой выбор переменных непосредственно определяет массу детали, площадь опасного сечения, кольцевые объёмы головок и устойчивость стержня, то есть связаны с основными критериями работоспособности шатуна.

После задания геометрических параметров выполняется расчёт геометрических характеристик. Внутренние диаметры головок принимаются равными диаметру поршневого пальца и диаметру шатунной шейки соответственно, а длина стержня определяется как разность между межосевым расстоянием и половинами наружных диаметров головок. Площадь Н-образного сечения рассчитывается как сумма площадей двух полок и стенки:

$$A = 2bt_f + t_w(h - 2t_f) \quad (7),$$

где  $b$  — ширина сечения,

$h$  — высота сечения,

$t_f$  — толщина полки,

$t_w$  — толщина стенки.

Объёмы головок определяются как объёмы кольцевых элементов, а объём стержня — как произведение площади сечения на длину стержня. После этого суммарный объём умножается на плотность материала, что позволяет получить массу шатуна. Такой подход даёт достаточно точную и при этом вычислительно дешёвую оценку массы, необходимую для включения в целевую функцию оптимизации.

Прочностная оценка в алгоритме строится по двум критериям: статическая прочность по нормальным напряжениям и устойчивость стержня при сжатии. Допускаемое напряжение определяется делением предела текучести материала на коэффициент запаса [3]. Напряжения сжатия ( $\sigma_c$ ) и растяжения ( $\sigma_t$ ) вычисляются как отношение соответствующей силы к площади сечения стержня:

$$\sigma_c = F_c/A \quad (8),$$

$$\sigma_t = F_t/A \quad (9),$$

Для оценки устойчивости используется формула Эйлера. Предварительно определяется меньший момент инерции Н-образного сечения в слабой плоскости:

$$I_{min} = 2 \cdot \frac{b^3 t_f}{12} + \frac{(h-2t_f)t_w^3}{12} \quad (10),$$

после чего критическая сила потери устойчивости вычисляется по выражению:

$$F_{cr} = \pi^2 E I_{min} / (\mu l)^2 \quad (11),$$

где  $E$  — модуль упругости,

$I_{min}$  — минимальный момент инерции,

$l$  — расчётная длина стержня,

$\mu$  — коэффициент приведения длины.

Затем определяется коэффициент запаса устойчивости как отношение критической силы к максимальной сжимающей силе:

$$n_{buckling} = F_{cr} / F_c \quad (12).$$

Тем самым алгоритм учитывает не только прочность по площади сечения, но и склонность удлинённого элемента к потере устойчивости, что особенно важно для шатунов, работающих при значительных сжимающих нагрузках.

Особое значение имеет способ формализации задачи оптимизации. В качестве целевой функции принята масса шатуна [6], к которой добавляется штраф за нарушение конструктивных и прочностных ограничений:

$$\Phi = m + P \quad (13),$$

где  $m$  — масса шатуна,

$P$  — штрафная функция.

$$P = \sum k_i \cdot \Delta_i^2 \quad (14),$$

где  $k_i$  — коэффициенты штрафа,

$\Delta_i$  — отклонения параметров от допустимых значений.

Если геометрия не удовлетворяет минимальным требованиям по толщине полок, стенки, наружным диаметрам головок, соотношению размеров Н-сечения или конструктивной толщине стенок головок, в целевую функцию вводится штраф. Дополнительный штраф возникает при превышении допустимых напряжений и при недостаточном запасе устойчивости. В результате, оптимизатор стремится уменьшить массу, но не может выбрать формально лёгкое решение, если оно оказывается конструктивно неприемлемым. Такая постановка особенно удобна для численных методов глобальной оптимизации, поскольку позволяет работать с единой скалярной целевой функцией даже при наличии набора ограничений.

Численная оптимизация реализована в пространстве восьми переменных с использованием метода дифференциальной эволюции [7]. Для каждой переменной задаются допустимые интервалы изменения, связанные с размерами сопрягаемых деталей, минимальными толщинами и общими компоновочными ограничениями. Отдельно контролируется геометрическая реализуемость задачи: суммарные радиусы головок не должны превышать межосевое расстояние шатуна. На каждой итерации оптимизатор формирует очередной вектор геометрии, передаёт его в процедуру оценки, где заново вычисляются

нагрузки, масса, напряжения и запас устойчивости, после чего получает значение целевой функции. Результатом работы оптимизатора являются стартовая и оптимальная геометрии, массы до и после оптимизации, значения целевой функции, число итераций и признак успешности вычислительного процесса. Использование дифференциальной эволюции оправдано тем, что задача имеет нелинейный характер, штрафные добавки и может содержать области недопустимых решений, в которых градиентные методы работают менее устойчиво.

Важная особенность разработанного алгоритма – последующая геометрическая верификация результата. После завершения оптимизации по найденным параметрам строится твердотельная CAD-модель шатуна [10]. По модели определяются объём, масса и габаритные размеры. Кроме того, выполняется дополнительная проверка опасных сечений вдоль стержня: в ряде характерных точек по длине шатуна вычисляется площадь поперечного сечения, после чего определяется минимальное сечение и заново оцениваются напряжения и запас устойчивости. Это повышает достоверность результата и делает алгоритм пригодным для дальнейшей интеграции в CAD/CAE-процессы.

### **Выходные данные**

Выходные данные алгоритма можно разделить на несколько групп. Во-первых, формируются результаты базового расчёта нагрузок: площадь поршня, радиус кривошипа, угловая скорость, максимальная газовая сила, максимальная инерционная сила, максимальные силы сжатия и растяжения. Во-вторых, выдаются параметры стартовой геометрии и их характеристики, что позволяет оценить исходный уровень массы и прочности. В-третьих, сохраняются результаты оптимизации: оптимальные размеры всех восьми геометрических переменных, масса, объём, площадь Н-сечения, допускаемые и действующие напряжения, коэффициенты запаса и факт выполнения ограничений. В-четвёртых, выводятся данные CAD-анализа: объём и масса твердотельной

модели, габариты, результаты базовых геометрических проверок, площади контрольных сечений, повторно рассчитанные напряжения и запас устойчивости. Помимо числового отчёта алгоритм формирует и экспортирует итоговую 3D-модель в STEP-формате, что делает полученный результат удобным для последующей конструкторской доработки.

Для проверки работоспособности алгоритма был выполнен расчёт при следующих параметрах: диаметр цилиндра 82 мм, ход поршня 75 мм, максимальное давление газов 6 МПа. В результате оптимизации удалось снизить массу шатуна на 10–15 % по сравнению со стартовой геометрией при сохранении требуемых коэффициентов запаса по прочности и устойчивости.

### **Заключение**

В итоге, разработанный алгоритм автоматизированного проектирования шатуна ДВС представляет собой последовательную вычислительную схему, объединяющую эксплуатационные параметры двигателя, свойства материала, конструктивные ограничения, аналитический расчёт нагрузок, оценку прочности и устойчивости, оптимизационный поиск и CAD-верификацию итоговой геометрии. Практическая ценность алгоритма состоит в том, что он позволяет за ограниченное время перейти от набора исходных параметров к обоснованному проектному решению, пригодному для последующей детализации. Научная новизна работы заключается в интеграции параметрического синтеза геометрии шатуна с автоматической проверкой как по аналитической модели, так и по геометрически построенному твердотельному представлению. Перспективы развития подхода связаны с учётом усталостной долговечности, переменных режимов нагружения и более подробной конечно-элементной верификацией.

## Introduction

The connecting rod is one of the most critical components of the crank mechanism [1, 5]. During engine operation, it is subjected to alternating loads [1, 8] associated with the action of gas pressure in the cylinder and inertial forces of reciprocating masses. At the same time, contradictory requirements are imposed on the component: on the one hand, the connecting rod must have sufficient strength and stability; on the other hand, it must have the minimum possible mass, since an increase in mass worsens the dynamic characteristics of the mechanism and increases inertial loads. In traditional engineering practice, the selection of connecting rod dimensions is often performed iteratively [9]. Often based on empirical recommendations, preliminary calculations, and subsequent verification. Such an approach requires significant time and largely depends on the experience of the designer.

In the context of the digitalization of engineering activity, the development of algorithms that allow automation of the early stages of design becomes particularly important. For an internal combustion engine connecting rod, this means a transition from manual selection of dimensions to calculations. In these calculations, the geometry of the component is determined based on the specified operating parameters of the engine, material properties, and design constraints. Such a formulation of the problem makes it possible, already at the preliminary design stage, to obtain technically feasible design options suitable for subsequent three-dimensional modeling.

The developed algorithm solves the problem of parametric construction of the connecting rod geometry with mass minimization while satisfying strength and stability conditions. The algorithm is implemented in such a way that: first, loads are calculated based on the initial operating data; then, an initial geometry is formed; its mass and strength characteristics are calculated; after which numerical optimization of parameters is performed. As a result of the algorithm, the obtained solution is verified using a solid CAD model, which makes it possible to link the analytical part of the calculation with the geometric representation.

## **Selection of input data**

The basis of the developed solution is the selection of such a set of input data which, on the one hand, sufficiently fully describes the operating conditions of the connecting rod, and on the other hand remains limited and convenient for practical use. The input information in the algorithm is organized into three semantic blocks. The first block contains engine parameters: cylinder diameter, piston stroke, center-to-center distance of the connecting rod, maximum rotational speed, maximum gas pressure, and the mass of reciprocating parts. These values make it possible to move from a descriptive representation of operation to the calculation of acting forces. The second block characterizes the material: name, density, yield strength, endurance limit, modulus of elasticity, and safety factor. The third block defines design constraints, including the diameters of the piston pin and crankpin, minimum wall thickness, and minimum fillet radius [3, 4, 8].

The choice of these particular input data is justified from an engineering point of view. The cylinder diameter and maximum gas pressure are required to calculate the gas force, which determines the primary level of compressive load. The piston stroke, crank radius, connecting rod length, and maximum rotational speed are used to determine the kinematic parameters of the mechanism and to calculate the inertial component of the load. The mass of reciprocating parts directly affects the magnitude of the inertial force and, consequently, the critical tensile loading condition of the connecting rod. Material properties determine allowable stresses, the stability of the component under compression, and its mass. Finally, the design constraints define the feasible solution space, excluding geometrically unrealizable options, such as excessively small wall thicknesses or inconsistent dimensions of the heads and the shank. Taken together, this set of input data makes it possible to simultaneously describe the operating conditions, the design compatibility of the component with the engine, and its load-bearing capacity.

## Description of the algorithm operation

At the first calculation stage, the algorithm determines the main loads acting on the connecting rod. The piston area is calculated using the formula:

$$A_p = \pi D^2 / 4 \quad (1),$$

where  $A_p$  — piston area,

$D$  — cylinder diameter,

after which the maximum gas force is determined as the product of the maximum gas pressure and the piston area:

$$F_g = p_{max} \cdot A_p \quad (2),$$

where  $F_g$  — gas pressure force,

$p_{max}$  — maximum gas pressure.

The inertial component is calculated using the mass of reciprocating parts and the maximum piston acceleration:

$$a_{max} = r\omega^2(1 + \lambda) \quad (3),$$

where  $a_{max}$  — acceleration,

$r$  — crank radius,

$\omega$  — angular velocity,

$\lambda = r/l$  (where  $l$  — connecting rod length).

The inertial force is:

$$F_i = ma_{max} \quad (4),$$

where  $F_i$  — inertial force,

$m$  — mass of reciprocating parts.

Then the maximum compressive force is taken as the sum of the gas and inertial components:

$$F_c = F_g + F_i \quad (5),$$

and the maximum tensile force is taken as the inertial component:

$$F_t = F_i \quad (6).$$

This scheme corresponds to the problem of preliminary design and makes it possible to quickly obtain the calculated forces sufficient for automated geometry selection [8].

Next, the algorithm forms the initial geometry of the connecting rod. This stage is required to obtain the starting point of the calculation and to compare the initial and optimized variants. The geometry is described by eight independent parameters: the outer diameter of the small end, the width of the small end, the outer diameter of the big end, the width of the big end, the width of the shank, the height of the H-section, the flange thickness of the H-section, and the wall thickness. Initial values are assigned based on simple design relationships linked to the diameters of the piston pin and crankpin, as well as to the minimum allowable wall thickness. Such a choice of variables directly determines the mass of the component, the area of the critical section, the ring volumes of the ends, and the stability of the shank, that is, they are related to the main performance criteria of the connecting rod.

After defining the geometric parameters, the calculation of geometric characteristics is performed. The inner diameters of the ends are taken equal to the diameter of the piston pin and the diameter of the crankpin, respectively, and the shank length is determined as the difference between the center distance and half of the outer diameters of the ends. The area of the H-shaped section is calculated as the sum of the areas of two flanges and the web:

$$A = 2bt_f + t_w(h - 2t_f) \quad (7),$$

where  $b$  — section width,

$h$  — section height,

$t_f$  — flange thickness,

$t_w$  — web thickness.

The volumes of the ends are determined as the volumes of ring elements, and the volume of the shank is calculated as the product of the cross-sectional area and the shank length. After that, the total volume is multiplied by the material density, which makes it possible to obtain the mass of the connecting rod. This approach provides a

sufficiently accurate and computationally inexpensive estimate of mass required for inclusion in the objective function of optimization.

The strength assessment in the algorithm is based on two criteria: static strength in terms of normal stresses and stability of the shank under compression. The allowable stress is determined by dividing the material yield strength by the safety factor [3]. Compressive ( $\sigma_c$ ) and tensile ( $\sigma_t$ ) stresses are calculated as the ratio of the corresponding force to the cross-sectional area of the shank:

$$\sigma_c = F_c/A \quad (8),$$

$$\sigma_t = F_t/A \quad (9),$$

To evaluate stability, Euler's formula is used. First, the minimum moment of inertia of the H-section in the weak plane is determined:

$$I_{min} = 2 \cdot \frac{b^3 t_f}{12} + \frac{(h-2t_f)t_w^3}{12} \quad (10),$$

after which the critical buckling force is calculated as:

$$F_{cr} = \pi^2 E I_{min} / (\mu l)^2 \quad (11),$$

where  $E$  — modulus of elasticity,

$I_{min}$  — minimum moment of inertia,

$l$  — length of the shank,

$\mu$  — effective length factor.

Then the stability safety factor is determined as the ratio of the critical force to the maximum compressive force:

$$n_{buckling} = F_{cr} / F_c \quad (12).$$

Thus, the algorithm takes into account not only strength based on cross-sectional area but also the tendency of a slender element to lose stability, which is especially important for connecting rods operating under significant compressive loads.

Of particular importance is the formulation of the optimization problem. The objective function is taken as the mass of the connecting rod [6], to which a penalty is added for violation of design and strength constraints:

$$\Phi = m + P \quad (13),$$

where  $m$  — mass of the connecting rod,

$P$  — penalty function.

$$P = \sum k_i \cdot \Delta_i^2 \quad (14),$$

where  $k_i$  — penalty coefficients,

$\Delta_i$  — deviations of parameters from allowable values.

If the geometry does not satisfy the minimum requirements for flange thickness, wall thickness, outer diameters of the ends, proportions of the H-section, or structural wall thickness of the ends, a penalty is introduced into the objective function. An additional penalty occurs when allowable stresses are exceeded or when the stability margin is insufficient. As a result, the optimizer seeks to reduce mass but cannot select a formally lightweight solution if it is structurally unacceptable. Such a formulation is particularly convenient for numerical global optimization methods, since it allows working with a single scalar objective function even in the presence of a set of constraints.

Numerical optimization is implemented in an eight-dimensional variable space using the differential evolution method [7]. For each variable, admissible ranges are specified, associated with the dimensions of mating parts, minimum thicknesses, and general layout constraints. Geometric feasibility is also controlled: the sum of the radii of the ends must not exceed the center distance of the connecting rod. At each iteration, the optimizer generates a new geometry vector, passes it to the evaluation procedure, where loads, mass, stresses, and stability margin are recalculated, and then obtains the value of the objective function. The result of the optimizer is the initial and optimal geometries, masses before and after optimization, objective function values, number of iterations, and a success flag of the computational process. The use of differential evolution is justified by the nonlinear nature of the problem, the presence of penalty terms, and possible regions of infeasible solutions in which gradient-based methods are less stable.

An important feature of the developed algorithm is the subsequent geometric verification of the result. After optimization, a solid CAD model of the connecting rod is built based on the obtained parameters [10]. From the model, volume, mass, and overall dimensions are determined. In addition, an additional check of critical sections

along the shank is performed: at several characteristic points along the length of the connecting rod, the cross-sectional area is calculated, after which the minimum section is identified and stresses and stability margin are recalculated. This increases the reliability of the result and makes the algorithm suitable for further integration into CAD/CAE processes.

### **Output data**

The output data of the algorithm can be divided into several groups. First, the results of the basic load calculation are generated: piston area, crank radius, angular velocity, maximum gas force, maximum inertial force, maximum compressive and tensile forces. Second, the parameters of the initial geometry and their characteristics are provided, which makes it possible to assess the initial level of mass and strength. Third, the results of optimization are stored: optimal values of all eight geometric variables, mass, volume, H-section area, allowable and actual stresses, safety factors, and verification of constraint satisfaction. Fourth, the data of CAD analysis are output: volume and mass of the solid model, overall dimensions, results of basic geometric checks, cross-sectional areas at control sections, recalculated stresses and stability margin. In addition to the numerical report, the algorithm generates and exports the final 3D model in STEP format, which makes the obtained result convenient for further design refinement.

To verify the performance of the algorithm, a calculation was performed with the following parameters: cylinder diameter 82 mm, piston stroke 75 mm, maximum gas pressure 6 MPa. As a result of optimization, it was possible to reduce the mass of the connecting rod by 10–15% compared to the initial geometry while maintaining the required safety factors for strength and stability.

## Conclusion

As a result, the developed algorithm for automated design of an internal combustion engine connecting rod represents a sequential computational scheme that combines engine operating parameters, material properties, design constraints, analytical load calculation, strength and stability assessment, optimization search, and CAD-based verification of the final geometry. The practical value of the algorithm lies in the fact that it allows, within a limited time, to move from a set of initial parameters to a justified design solution suitable for further detailing. The scientific novelty of the work consists in the integration of parametric synthesis of the connecting rod geometry with automatic verification both by an analytical model and by a geometrically constructed solid representation. Prospects for further development of the approach are associated with taking into account fatigue durability, variable loading conditions, and more detailed finite element verification.

## Литература

1. Колчин А. И. Детали машин. — М.: Машиностроение, 2019. — 512 с.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. — М.: Машиностроение, 2020. — Т. 1. — 920 с.
3. Биргер И. А., Пановко Я. Г. Прочность и устойчивость элементов машин. — М.: Наука, 2017. — 560 с.
4. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости. — М.: Наука, 2018. — 576 с.
5. Шигли Дж., Мишке Ч. Проектирование деталей машин. — М.: Вильямс, 2019. — 1008 с.
6. Deb K. Multi-objective optimization using evolutionary algorithms. — Chichester: Wiley, 2001. — 518 p.

7. Storn R., Price K. Differential evolution – a simple and efficient heuristic for global optimization // Journal of Global Optimization. — 1997. — Vol. 11. — P. 341–359.
8. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. — New York: McGraw-Hill, 2018. — 1030 p.
9. Никитин О. Ф. Проектирование деталей машин по эксплуатационным параметрам. — М.: Машиностроение, 2015. — 368 с.
10. Рахманов Р. Р. Автоматизированное проектирование деталей ДВС // Труды МГТУ им. Н. Э. Баумана. — 2018. — № 3. — С. 78–85.

### References

1. Kolchin A. I. Machine Parts. — Moscow: Mashinostroenie, 2019. — 512 p.
2. Anuryev V. I. Mechanical Engineer's Handbook: in 3 vols. — Moscow: Mashinostroenie, 2020. — Vol. 1. — 920 p.
3. Birger I. A., Panovko Ya. G. Strength and Stability of Machine Elements. — Moscow: Nauka, 2017. — 560 p.
4. Timoshenko S. P., Goodier J. Theory of Elasticity. — Moscow: Nauka, 2018. — 576 p.
5. Shigley J., Mischke C. Mechanical Engineering Design. — Moscow: Williams, 2019. — 1008 p.
6. Deb K. Multi-objective Optimization Using Evolutionary Algorithms. — Chichester: Wiley, 2001. — 518 p.
7. Storn R., Price K. Differential evolution – a simple and efficient heuristic for global optimization // Journal of Global Optimization. — 1997. — Vol. 11. — P. 341–359.
8. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. — New York: McGraw-Hill, 2018. — 1030 p.

9. Nikitin O. F. Design of Machine Parts Based on Operating Parameters. — Moscow: Mashinostroenie, 2015. — 368 p.

10. Rakhmanov R. R. Automated design of internal combustion engine parts // Proceedings of Bauman Moscow State Technical University. — 2018. — No. 3. — P. 78–85.