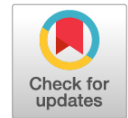




Научная статья



DOI: 10.18287/2541-7525-2021-27-4-22-29

УДК 621.22-226:004.42

Дата: поступления статьи: 06.09.2021
после рецензирования: 11.10.2021
принятия статьи: 25.11.2021

Д.В. Вениосов

филиал Самарского государственного технического университета
в г. Сызрани; АО «ТЯЖМАШ», г. Сызрань, Российская Федерация
E-mail: dvveniosov@gmail.com. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7436-9260>

С.С. Стекольников

АО «ТЯЖМАШ», г. Сызрань, Российская Федерация
E-mail: sss@tyazhmash.com. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4860-1468>

А.В. Широков

филиал Самарского государственного технического университета
в г. Сызрани, Российская Федерация
E-mail: sf_tms@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4937-7058>

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ГИДРОТУРБИНЫ

АННОТАЦИЯ

В статье приводится описание алгоритма расчёта направляющего аппарата (НА) гидротурбины, который включает в себя три этапа: расчёт кинематических характеристик НА, прочностной расчёт лопатки и расчёт силовых характеристик привода. В результате проделанной работы был создан программный комплекс, реализующий указанный алгоритм. Внедрение программного комплекса в АО «ТЯЖМАШ» (г. Сызрань) позволило значительно сократить трудоёмкость и себестоимость проектирования НА.

Ключевые слова: машиностроение; гидротурбинное оборудование; гидротурбина; направляющий аппарат; проектирование; расчет; лопатка направляющего аппарата.

Цитирование. Вениосов Д.В., Стекольников С.С., Широков А.В. Автоматизация проектирования и расчета направляющего аппарата гидротурбины // Вестник Самарского университета. Естественнонаучная серия. 2021. Т. 27, № 4. С. 22–29. DOI: <http://doi.org/10.18287/2541-7525-2021-27-4-22-29>.

Информация о конфликте интересов: авторы и рецензенты заявляют об отсутствии конфликта интересов.

© Вениосов Д.В., 2021

Вениосов Даниил Вячеславович — студент, группа МТ-18, филиал Самарского государственного технического университета в г. Сызрани, 446001, Российская Федерация, г. Сызрань, ул. Советская, 45; инженер-исследователь 2 категории, АО «ТЯЖМАШ», 446010, Российская Федерация, г. Сызрань, ул. Гидротурбинная, 13.

© Стекольников С.С., 2021

Стекольников Станислав Сергеевич — заместитель директора по науке и исследованиям, АО «ТЯЖМАШ», 446010, Российская Федерация, г. Сызрань, ул. Гидротурбинная, 13.

© Широков А.В., 2021

Широков Алексей Владимирович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения», филиал Самарского государственного технического университета в г. Сызрани, 446001, Российская Федерация, г. Сызрань, ул. Советская, 45.

Введение

Гидротурбина — машина, преобразующая энергию потока воды в механическую энергию вращения вала. Направляющий аппарат — это один из главных узлов реактивной гидротурбины, который служит для подвода потока к рабочему колесу и регулирования расхода воды через турбину в зависимости от нагрузки и скорости вращения гидроагрегата. Направляющий аппарат (рис. 1) в общем случае состоит из лопаток (1), расположенных по окружности, прикрепленных к ним звеньев кинематики — накладки (2) и серьги (3), положение которых изменяется вращением регулирующего кольца (4) при помощи штоков сервомоторов (5).

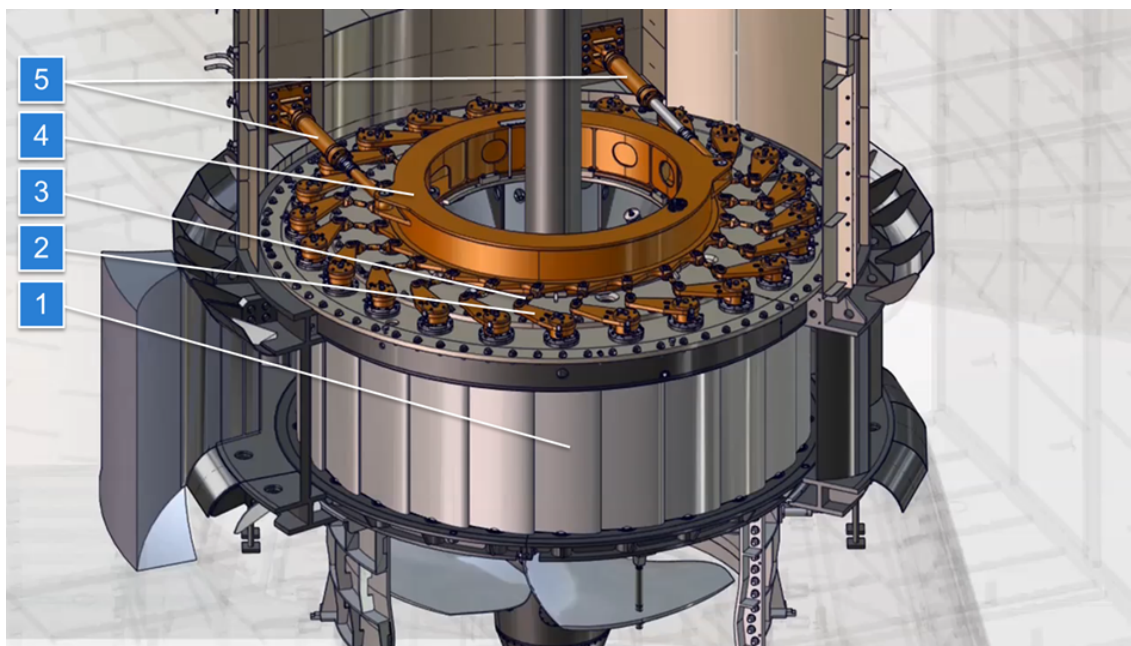


Рис. 1. Направляющий аппарат гидротурбины: 1 — лопатка направляющего аппарата; 2 — накладка; 3 — серьга; 4 — регулирующее кольцо; 5 — силовые приводы (сервомоторы)

Fig. 1. Hydraulic turbine distributor: 1 — guide vane blade; 2 — lever; 3 — link; 4 — upper annular flange; 5 — actuators (servomotors)

На данный момент на АО «ТЯЖМАШ» (г. Сызрань) расчет направляющего аппарата происходит с использованием графоаналитического метода на базе САПР Catia и табличного процессора Microsoft Excel. При этом число рассматриваемых конструктивных вариантов не превышает 1–2, а сам расчет является трудоемким и занимает около 20 часов. В рамках САПР Catia осуществляется прочерчивание положений всех звеньев механизма при каждом положении лопатки и измерение характерных углов (графическая часть), а в Excel значения данных углов используются для проведения прочностного расчета лопатки и силового расчета привода (аналитическая часть). Автоматизация проектирования и расчета направляющего аппарата позволит существенно повысить их производительность и конкурентоспособность предприятия.

Цель — повышение производительности процесса проектирования и расчета направляющего аппарата аналитическим методом.

Алгоритм расчета направляющего аппарата включает в себя этапы, отображенные на рис. 2.

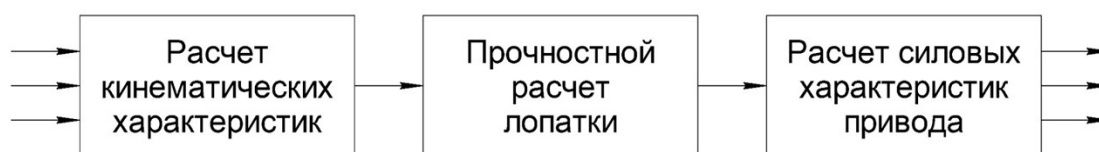


Рис. 2. Алгоритм расчета направляющего аппарата
Fig. 2. Algorithm of calculation of distributor of hydraulic turbine

1. Расчет кинематических характеристик

В рамках данного расчета определяются кинематические характеристики механизма поворота лопаток (рис. 3) и выполняются следующие действия:

- 1) расчет характерных углов между звеньями кинематической схемы (γ, β) при различных положениях лопатки на этапе её открытия;
- 2) определение потребного хода штока сервомотора (S) при каждом положении лопатки;
- 3) проверка положений на соответствие ограничениям, при которых возможно открытие направляющего аппарата: $\gamma < 180^\circ, \beta < 90^\circ$.

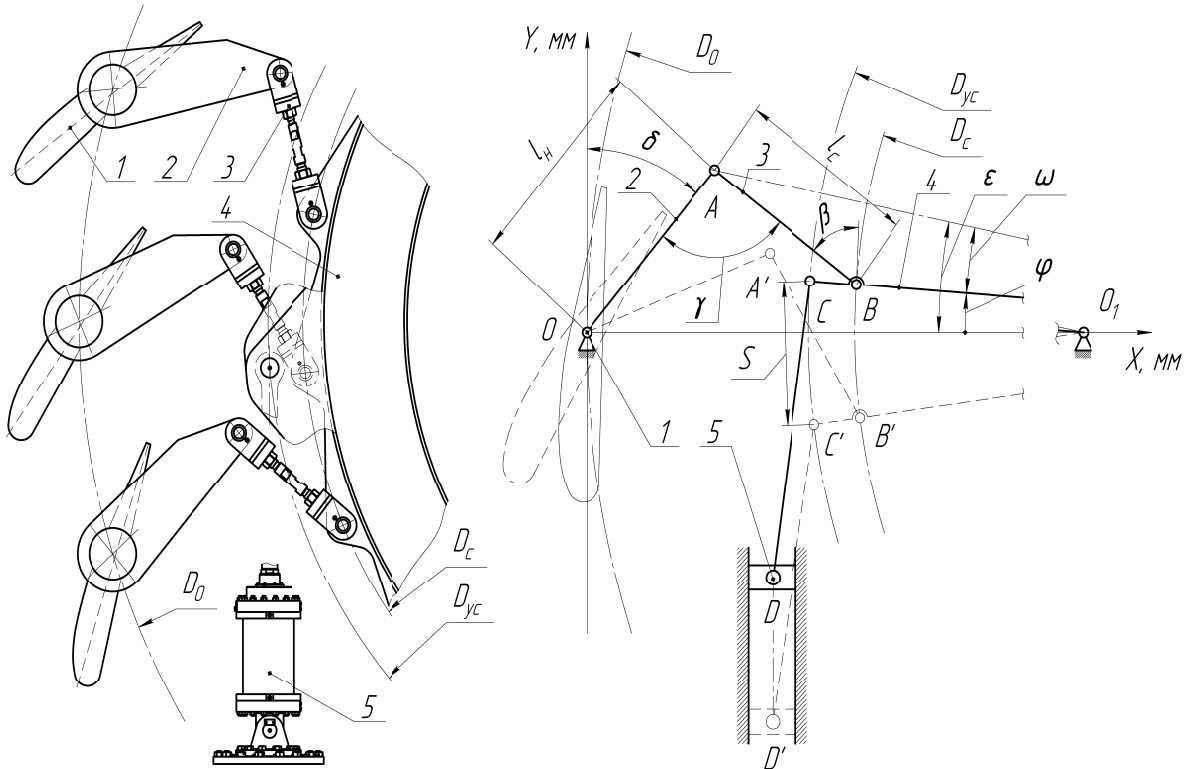


Рис. 3. Схематизация направляющего аппарата: 1 — лопатка направляющего аппарата; 2 — накладка; 3 — серьга; 4 — регулирующее кольцо; 5 — сервомотор

Fig. 3. Schematization of hydraulic turbine distributor: 1 — guide vane blade; 2 — lever; 3 — link; 4 — upper annular flange; 5 — servomotor

На основе руководящего документа [1] была разработана методика аналитического расчёта кинематических характеристик направляющего аппарата. Согласно указанной методике углы γ и β определяются по следующим формулам:

$$\gamma = \arccos \frac{l_H^2 + l_C^2 - (x_B^2 + y_B^2)}{2l_H l_C};$$

$$\beta = \varphi - \arctan \frac{x_A - x_B}{y_A - y_B},$$

где l_H — длина накладки; l_C — длина серьги; x_A, y_A — координаты точки A; x_B, y_B — координаты точки B; φ — угол поворота регулирующего кольца. За положительное направление вращения кольца принимается направление по часовой стрелке.

Координаты точки A:

$$x_A = l_H \cdot \sin \delta;$$

$$y_A = l_H \cdot \cos \delta,$$

где δ — угол положения накладки.

Координаты точки В:

$$x_B = \frac{D_0}{2} - \frac{D_c}{2} \cos \varphi;$$

$$y_B = \frac{D_c}{2} \sin \varphi;$$

где D_0 — диаметр направляющего аппарата; D_c — диаметр расположения серег на регулирующем кольце.

Угол поворота регулирующего кольца определяется по формуле:

$$\varphi = \varepsilon - \omega,$$

где ε и ω определяются по формулам:

$$\varepsilon = \arctan \frac{y_A}{\frac{D_0}{2} - x_A};$$

$$\omega = \arccos \frac{y_A^2 + (\frac{D_0}{2} - x_A)^2 + (\frac{D_c}{2})^2 - l_c^2}{\sqrt{y_A^2 + (\frac{D_0}{2} - x_A)^2} D_c}.$$

Ход поршня сервомотора S должен определяться как проекция дуги CC_i на хорду CC' (рис. 4). Точки C и C' соответствуют крайним положениям штока сервомотора при полном закрытии и открытии направляющего аппарата.

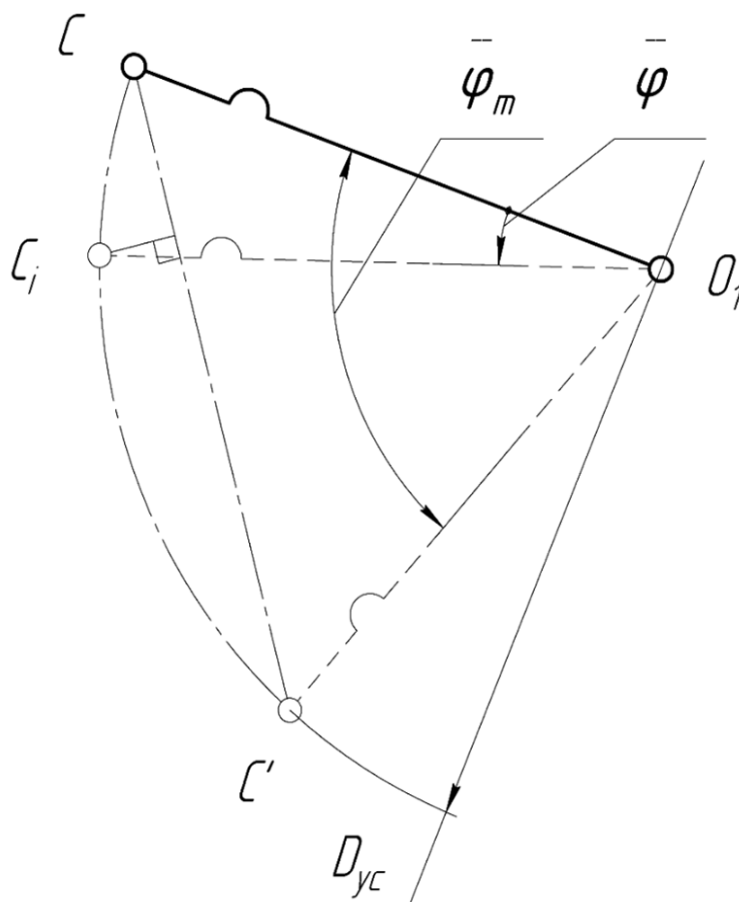


Рис. 4. Схема определения хода штока сервомотора
 Fig. 4. The scheme of calculating of the servomotor rod's stroke

Согласно схеме:

$$S = D_{yc} \cdot \sin \frac{\bar{\varphi}}{2} \cos \left(\frac{\bar{\varphi}_m}{2} - \frac{\bar{\varphi}}{2} \right),$$

где $\bar{\varphi}$ — текущий угол поворота регулирующего кольца; $\bar{\varphi}_m$ — угол, равный центральному углу CO_1C' ; D_{yc} — диаметр расположения тяги сервомотора на регулирующем кольце.

Выходным параметром расчета кинематических характеристик механизма поворота лопаток является кинематический коэффициент. Он устанавливает связь потребного момента сервомотора с моментом, действующим на лопатку. Для каждого положения лопатки кинематический коэффициент определяется по следующей формуле:

$$k = \frac{z_0 D_c \cos \beta}{l_H D_{yc} \sin \gamma},$$

где z_0 — количество лопаток направляющего аппарата.

2. Прочностной расчет лопатки направляющего аппарата

Расчет производится для самых неблагоприятных условий её работы:

- 1) приложено давление непрямого гидроудара (Q_Γ);
- 2) направляющий аппарат полностью закрыт (см. рис. 1);
- 3) приложено максимальное усилие от действия силового привода (P_C).

Расчетная схема лопатки направляющего аппарата представлена на рис. 5. Усилие от давления гидроудара обозначено Q_Γ . Максимальное усилие и момент от действия сервомоторов обозначены P_C и $M_{кр}$ соответственно. Кроме того, на схеме отображены три реакции опор, обозначенные R_a , R_b , R_c . Третья опора (изображена на рисунке справа) применяется на гидротурбинах крупных типоразмеров и выполняется с радиальным зазором. Она вступает в работу в случае возникновения высоких нагрузок. Система с тремя опорами является статически неопределимой, поэтому расчет реакций ведется методом сил.

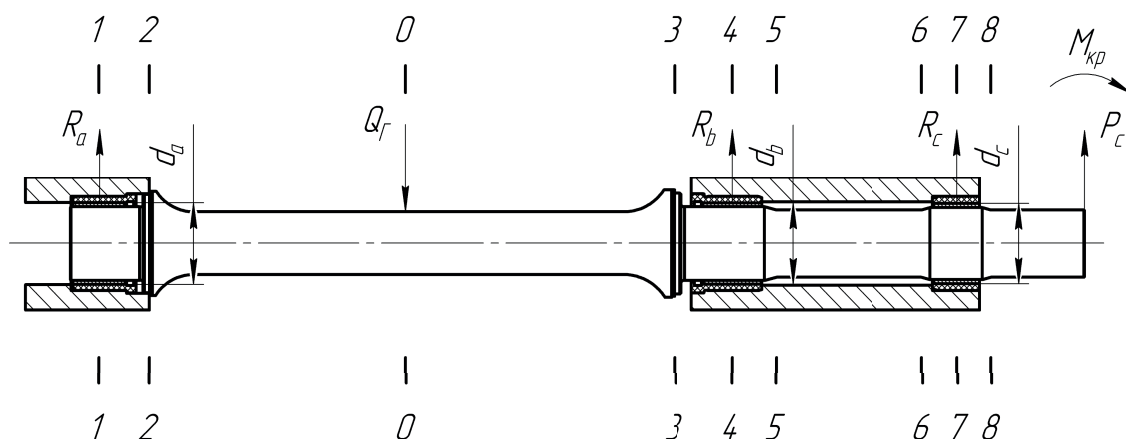


Рис. 5. Расчетная схема лопатки направляющего аппарата: 1..8 — расчетные сечения лопатки направляющего аппарата; d_a, d_b, d_c — диаметры опор

Fig. 5. The calculation scheme of the guide vane blade: 1..8 — calculation sections of guide vane blade; d_a, d_b, d_c — diameters of bearings

В рамках расчета определяется оптимальный радиальный зазор в правой опоре, который при высоких нагрузках позволит лопатке прогнуться, чтобы снять с себя часть напряжений (рис. 6).

На рис. 6 представлен пример выбора оптимального зазора в третьей опоре лопатки, который обеспечивает минимальные приведенные напряжения при возникновении вышеуказанных неблагоприятных факторов. Оптимальный зазор равен 0,6 мм и отображен вертикальной линией.

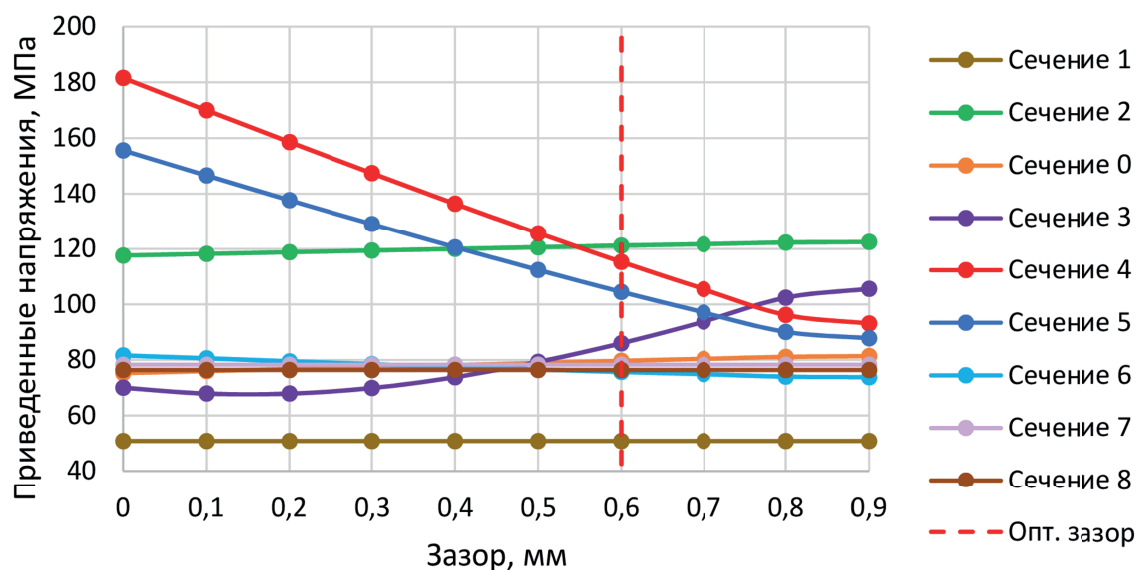


Рис. 6. Приведенные напряжения в зависимости от зазора
 Fig. 6. Modified stresses depending on the gap

3. Расчет силовых характеристик привода

В рамках расчета определяется потребный момент, создаваемый сервомоторами, который, в свою очередь, находится из условия равновесия сил, действующих на лопатку направляющего аппарата:

$$M_C = M_\Gamma \pm M_{\text{тр}}, \quad (1)$$

где M_C – момент, создаваемый сервомоторами; M_Γ – гидравлический момент, который принимает положительное значение при закрытии направляющего аппарата; $M_{\text{тр}}$ – момент трения в опорах лопатки. Знаки «+» и «-» в формуле (1) принимаются при условиях закрытия и открытия направляющего аппарата соответственно.

Ранее моменты трения определялись по приближенной формуле, исходя из гидравлического усилия Q_Γ на лопатке в рассматриваемом положении:

$$M_{\text{тр}} = \frac{\mu}{2} Q_\Gamma d_b. \quad (2)$$

Благодаря автоматизации расчет можно проводить итерационным способом. При первой итерации для расчета момента трения в опорах лопатки можно принять приближенную формулу (2). На последующих итерациях момент трения рассчитывается по формуле:

$$M_{\text{тр}} = \frac{\mu}{2} (|R_A|d_a + |R_B|d_b + |R_C|d_c),$$

где μ – коэффициент трения.

Расчет момента трения производится до тех пор, пока не будет получена относительная погрешность между двумя соседними итерациями величиной в 1 %. На основе описанной выше методики аналитического расчета направляющего аппарата и языка программирования Visual Basic .NET был разработан программный комплекс. Созданная программа использует рабочие листы Microsoft Excel для хранения исходных данных расчета, а также имеет функцию автоматического создания отчета о проведенном расчете в формате PDF. Структура разработанного программного комплекса отображена на рис. 7.

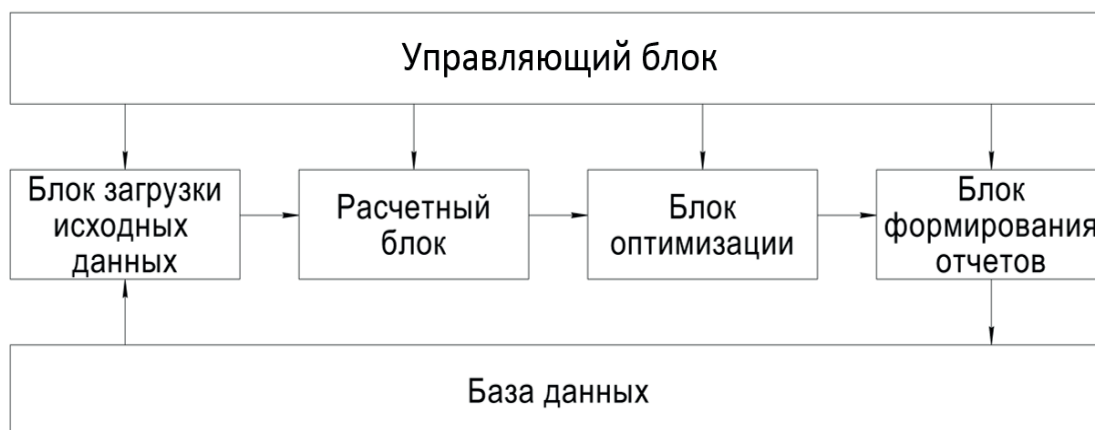


Рис. 7. Структура программного комплекса
 Fig. 7. The structure of the software package

Выводы

Таким образом, был разработан программный комплекс для расчета направляющего аппарата гидротурбины. Время расчета было сокращено с 25 часов до 8 часов. Количество рассматриваемых конструктивных вариантов увеличено в сотни раз. Была снижена вероятность ошибки в процессе проектирования благодаря уменьшению числа исполнителей. Согласно технико-экономическим расчётам внедрение программного комплекса позволит снизить стоимость работ по проектированию и расчёту направляющего аппарата на 121 260 рублей в год или 72 %. В данный момент разработанный программный комплекс внедряется на предприятии АО «ТЯЖМАШ» (г. Сызрань) и уже используется для расчета первых рабочих проектов.

Литература

- [1] РД 24.023.116-88. Методические указания. Методы расчета направляющего аппарата вертикальных гидротурбин. Ленинград, 1989. 26 с.
- [2] РТМ 108.122.102-76. Направляющий аппарат вертикальных поворотнлопастных и радиально-осевых гидротурбин. Кинематика механизма поворота направляющих лопаток. Типы. Ленинград, 1977. 12 с.
- [3] Грановский С.А., Орго В.М., Смоляров Л.Г. Конструкции гидротурбин и расчет деталей. Москва; Ленинград, 1953. 393 с.



Scientific article

DOI: 10.18287/2541-7525-2021-27-4-22-29

Submitted: 06.09.2021

Revised: 11.10.2021

Accepted: 25.11.2021

D.V. Veniosov

Branch of «Samara State Technical University» in Syzran;
 Joint-Stock Company «TYAZHMASH», Syzran, Russian Federation
 E-mail: dvveniosov@gmail.com. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7436-9260>

S.S. Stekolshchikov

Joint-Stock Company «TYAZHMASH», Syzran, Russian Federation
 E-mail: sss@tyazhmash.com. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4860-1468>

A.V. Shirokov

Branch of «Samara State Technical University» in Syzran, Syzran, Russian Federation
 E-mail: sf_tms@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4937-7058>

ABSTRACT

The article describes the algorithm for calculating a distributor of hydraulic turbine, which includes three stages: calculation of the kinematic characteristics of the distributor of hydraulic turbine, strength calculation of the guide vane and calculation of the power characteristics of the drive. Software implementing the specified algorithm has been developed. The use of software in JSC TYAZHMASH (Syzran) made it possible to reduce the labor intensity and cost of designing a distributor of hydraulic turbine.

Key words: mechanical engineering; hydraulic turbine equipment; hydraulic turbine; distributor of hydraulic turbine; design; calculation; guide vane.

Citation. Veniosov D.V., Stekolshchikov S.S., Shirokov A.V. Automation of design and calculation of the hydraulic turbine distributor. *Vestnik Samarskogo universiteta. Estestvennonauchnaia seriia = Vestnik of Samara University. Natural Science Series*, 2021, vol. 27, no. 4, pp. 22–29. DOI: <http://doi.org/10.18287/2541-7525-2021-27-4-22-29>. (In Russ.)

Information about the conflict of interests: authors and reviewers declare no conflict of interests.

© Daniil V. Veniosov, 2021

Daniil V. Veniosov — student of group MT-18, branch of «Samara State Technical University» in Syzran, 446001, 45, Sovetskaya Street, Syzran, 446001, Russian Federation; research engineer of category 2, Joint-Stock Company TYAZHMASH, 13, Hydroturbinnaya Street, Syzran, 446010, Russian Federation.

© Stanislav S. Stekolshchikov, 2021

Stanislav S. Stekolshchikov — Deputy Academic and Science Director, Joint-Stock Company «TYAZHMASH», 13, Hydroturbinnaya Street, Syzran, 446010, Russian Federation.

© Aleksey V. Shirokov, 2021

Aleksey V. Shirokov — Candidate of Technical Sciences, associate professor of the Department «Technology of Machine Building», branch of «Samara State Technical University» in Syzran, 45, Sovetskaya Street, Syzran, 446001, Russian Federation.

References

- [1] RD 24.023.116-88. Methodological guidelines. Methods of calculating the guide vanes of vertical hydraulic turbines. Leningrad, 1989, 26 p. (in Russ.)
- [2] RTM 108.122.102-76. Guide vane of Kaplan and Francis hydraulic turbines. Kinematics of the guide vanes turning mechanism. Types. Leningrad, 1977, 12 p. (in Russ.)
- [3] Granovsky S.A., Orgo V.M., Smolyarov L.G. Design of hydraulic turbines and component calculation. Moscow, Leningrad, 1953, 393 p.