

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БЕЗМАСЛЯНОГО СПИРАЛЬНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

А.В. Тюрин<sup>1,2</sup>

tyrin92@mail.ru

А.В. Бурмистров<sup>1</sup>

burm@kstu.ru

С.И. Саликеев<sup>1</sup>

salikeev\_s@mail.ru

А.А. Райков<sup>1</sup>

alraykov@kstu.ru

<sup>1</sup> ФГБОУ ВО «КНИТУ», г. Казань, Российская Федерация

<sup>2</sup> АО «Вакууммаш», г. Казань, Российская Федерация

---

### Аннотация

Повышение качества выпускаемой продукции предполагает снижение каких-либо загрязнений, вносимых в вакуумную камеру из средств откачки. Наиболее перспективными для безмасляной откачки являются спиральные вакуумные насосы, которые постоянно совершенствуются. На основе разработанной математической модели выявлено влияние основных параметров спирали на характеристики спирального насоса. Рассмотрено влияние радиуса базовой окружности на быстроту действия и потребляемую мощность спирального насоса при фиксированном и переменном радиусах расточки корпуса насоса. Сохранение габаритных размеров насоса при увеличении радиуса базовой окружности приводит к экспоненциальному росту предельного остаточного давления и снижению энергоэффективности из-за снижения числа витков спирали и, как следствие, роста обратных перетеканий. Для рассмотренного насоса при значениях радиуса базовой окружности более 3,5 мм предельное остаточное давление превышает 10 Па, и вакуумный спиральный насос уже не может являться полноценной безмасляной альтернативой вакуумным насосам с масляным уплотнением. При увеличении радиуса базовой окружности с сохранением числа витков спирали радиус кривизны внешних витков будет увеличиваться, в результате чего обратные перетекания уменьшаются, приводя к снижению, хотя и незначительному, предельного остаточного давления. Энергоэффективность спирального насоса уменьшается с понижением давления на входе в насос. Приведенные

### Ключевые слова

*Спиральный вакуумный насос, быстрота действия, индикаторная мощность, энергоэффективность, обратные перетекания*

зависимости позволяют выбрать оптимальную геометрию спиралей, исходя из конкретных условий, для которых проектируется вакуумный спиральный насос

Поступила 19.01.2021

Принята 12.02.2021

© Автор(ы), 2021

---

**Введение.** Повышение качества продукции, выпускаемой в результате реализации вакуум-технологических процессов, требует снижения или полного отсутствия любых загрязнений, привносимых в вакуумную камеру из средств откачки, что ведет к созданию новых или совершенствованию существующих средств откачки. Это находит реализацию как в совершенствовании уплотнительных элементов [1], механизмов привода, покрытий рабочих элементов [2], так и в повышении эффективности рабочего процесса [3]. Последнее направление практически невозможно реализовать без математического моделирования рабочих процессов вакуумных насосов.

Наиболее востребованным в последнее время видом вакуумных насосов являются спиральные вакуумные насосы (НВСП) в первую очередь благодаря «чистоте» получаемого вакуума, широкому интервалу рабочих давлений, хорошим показателям энергоэффективности [4], малым уровням вибрации и шума.

Математическая модель рабочего процесса НВСП основана на решении дифференциальных уравнений системы переменной массы [5–9]. Сравнение с экспериментом показывает хорошую сходимость результатов моделирования как с интегральными характеристиками (по скорости действия) [10], так и с индикаторными диаграммами [11].

Другим способом расчета характеристик спирального насоса является численное моделирование рабочего процесса в пакетах гидрогазодинамики [12–15]. Результаты такого моделирования позволяют более детально рассмотреть процессы, происходящие в насосе. Однако из-за длительности процесса решения и высоких требований к ресурсам такой способ плохо подходит для многопараметрического анализа влияния геометрии на откачные и энергетические характеристики.

Характеристики НВСП зависят от объема газа, переносимого спиралью с входа на выход, и обратных перетеканий через щелевые каналы между стенками спиралей. Данные значения определяются типом и геометрическими параметрами спиралей. Отметим, что в подавляющем большинстве случаев в НВСП используются эвольвентные спирали.

**Постановка задачи.** Рассмотрим влияние основных параметров спирали на откачные характеристики НВСП. Базовым вариантом спирали, отно-

сительно которой проведем сравнение, будем считать эвольвентную спираль.

### Основные параметры базового варианта спирали

Радиус базовой окружности, мм .....	2,7693
Шаг спирали, мм .....	17,4
Толщина спирали, мм .....	4
Высота спирали, мм .....	32
Число витков спирали .....	5,71
Минимальный радиальный зазор, мм .....	0,085
Геометрическая быстрота действия при 1500 мин <sup>-1</sup> , л/с .....	3,5

Одним из основных параметров, влияющих на геометрию спиралей, является радиус базовой окружности эвольвенты (рис. 1). С увеличением радиуса базовой окружности увеличивается площадь поперечного сечения отсеченной полости, что приводит к росту геометрической быстроты действия, которая определяется согласно зависимости

$$S_r = 2\pi(b + 2\varphi r_6 - 3\pi r_6) (\pi r_6 - b) h n, \quad (1)$$

где  $b$  — толщина стенки спирали (3...4,5 мм);  $\varphi$  — угол окончания спирали;  $r_6$  — радиус базовой окружности;  $h$  — высота спирали;  $n$  — частота вращения.

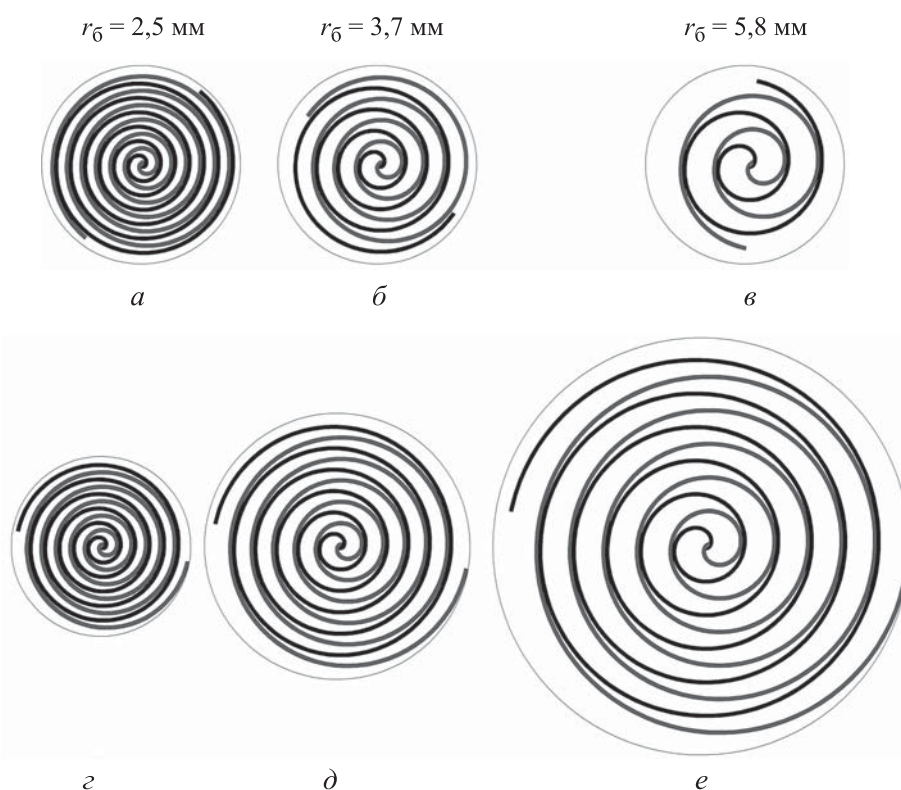
Влияние радиуса базовой окружности на характеристики спирально-го насоса рассмотрим при фиксированном и переменном радиусе расточки корпуса насоса.

В одном случае при фиксированном радиусе корпуса (рис. 1, а-в) изменяется угол окончания спирали и соответственно число витков.

В другом случае (рис. 1, г-е) с увеличением радиуса базовой окружности диаметр корпуса увеличивается, а число витков и угол окончания спирали  $\varphi$  остаются неизменными. При этом радиус расточки корпуса можно определить как

$$r_k = r_6(\varphi + \pi) - b + \pi r_6. \quad (2)$$

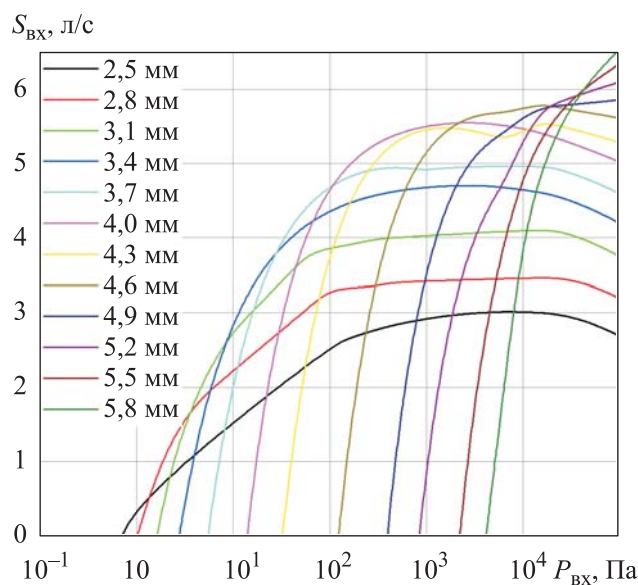
**Обсуждение результатов.** Расчетные зависимости быстроты действия от давления на входе в насос, построенные с использованием методики и математической модели работы [9, 10] при постоянном радиусе расточки корпуса, приведены на рис. 2. Для радиусов базовой окружности менее 4,6 мм наблюдается снижение быстроты действия при давлениях более 30 кПа вследствие возникновения пережатия и роста обратных перетеканий из центральных полостей на периферию. При радиусах



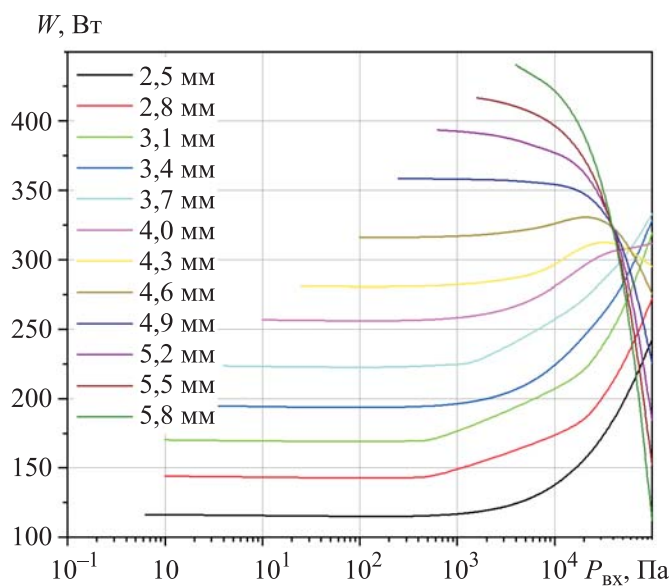
**Рис. 1.** Вид спиралей в зависимости от радиуса базовой окружности:  
*a-v* — фиксированный радиус расточки корпуса; *z-e* — переменный радиус  
 расточки корпуса

базовой окружности более 4,6 мм картина обратная. Здесь с ростом входного давления вплоть до 1 атм быстрота действия увеличивается. Причем, как уже отмечалось, рост радиуса базовой окружности приводит к увеличению быстроты действия из-за увеличения объема отсеченной полости.

При давлениях менее 1 кПа мощность практически не зависит от давления (рис. 3) и увеличивается с ростом радиуса базовой окружности вследствие увеличения геометрической быстроты действия. При радиусах базовой окружности более 4,9 мм рост входного давления приводит к тому, что насос начинает переносить газ с входа на выход, практически не сжимая его и затрачивая на это все меньше энергии. Это происходит в силу того, что с увеличением радиуса базовой окружности при постоянном радиусе расточки корпуса уменьшается число последовательно отсеченных объемов. Противоположная картина наблюдается при значениях радиуса базовой окружности менее 3,7 мм, так как в этом случае уменьшение радиуса базовой окружности приводит к увеличению последовательно отсеченных объемов



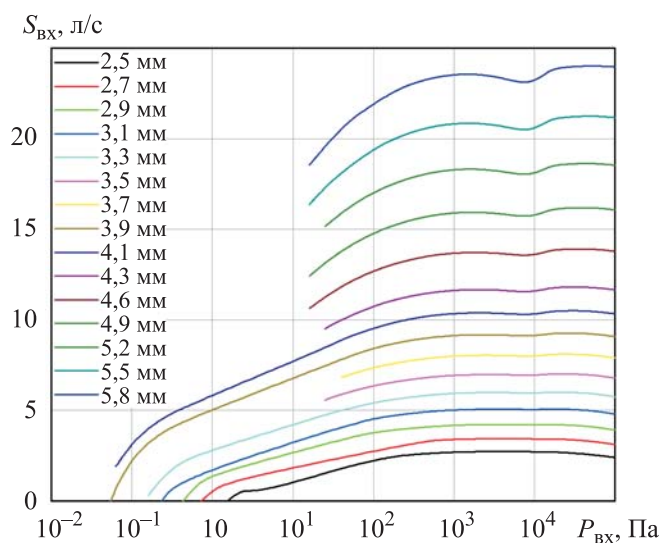
**Рис. 2.** Расчетные зависимости быстроты действия от давления на входе в насос при постоянном радиусе расточки корпуса



**Рис. 3.** Зависимости индикаторной мощности от давления на входе в насос при постоянном радиусе расточки корпуса

объемов, в результате чего величина потребляемой мощности растет. В диапазоне  $r_6$  от 4 до 4,6 мм увеличение входного давления вызывает рост индикаторной мощности с максимумом 30 кПа, что соответствует пику мощности насоса с изотермическим сжатием.

При переменном радиусе корпуса возможности по увеличению скорости действия существенно выше (рис. 4). Например, при  $r_6 = 5,5$  мм номинальная скорость действия при переменном радиусе расточки корпуса будет выше более чем в 3 раза по сравнению с скоростью, полученной для корпуса с неизменным радиусом. Стоит также отметить прерывистый характер кривых на рис. 4, обусловленный особенностями расчета в момент объединения двух полостей, образованных стенками с малой кривизной. В результате в начале нагнетания при  $r_6$  более 4,3 мм возникает условие резкого перетока газа из одной полости в другую, тем самым приводя к неустойчивому решению дифференциальных уравнений.

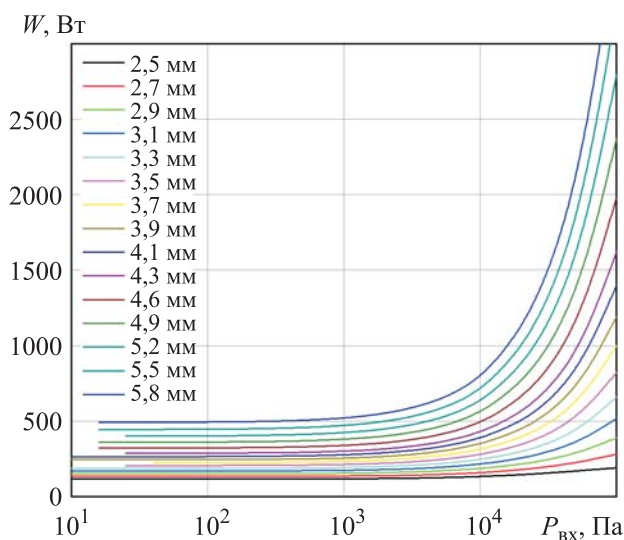


**Рис. 4.** Расчетные зависимости скорости действия от давления на входе в насос при переменном радиусе расточки корпуса

Увеличение радиуса базовой окружности, связанное с увеличением диаметра корпуса насоса, приводит к увеличению потребляемой мощности (рис. 5) ввиду одновременного роста производительности (количества сжимаемого газа) и величины пережатия газа.

Сохранение габаритных размеров насоса при увеличении радиуса базовой окружности приводит к экспоненциальному росту предельного остаточного давления (рис. 6) из-за снижения числа витков (последовательно соединенных отсеченных полостей) и, как следствие, из-за роста обратных перетеканий. При значениях радиуса базовой окружности более 4 мм предельное остаточное давление превышает 10 Па и НВСП уже не может являться полноценной безмасляной альтернативой вакуумным насосам с масляным уплотнением. При увеличении радиуса базовой окружности

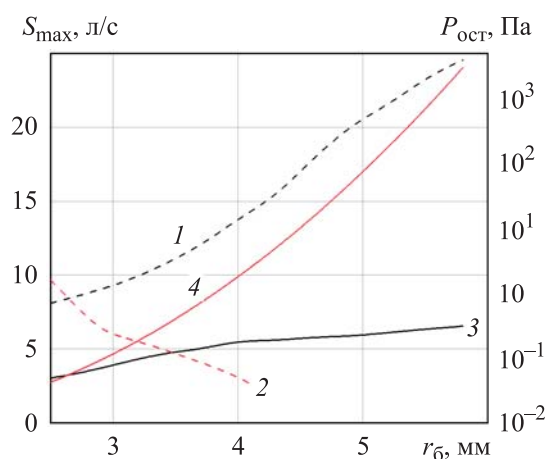




**Рис. 5.** Зависимости потребляемой мощности от давления на входе в насос при переменном радиусе расточки корпуса

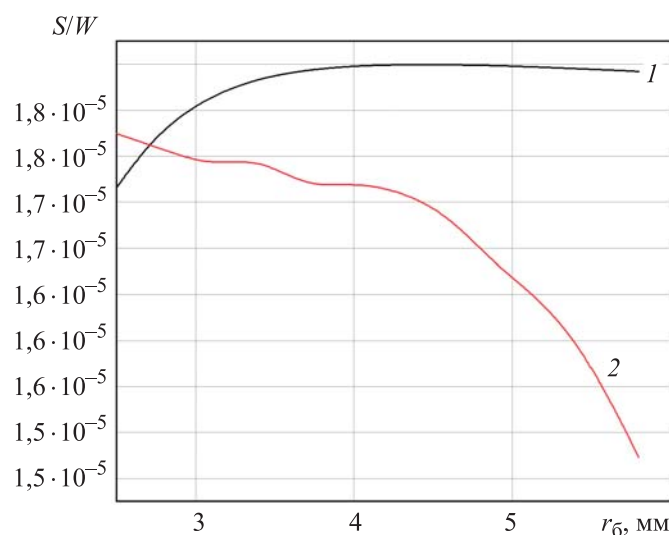
с сохранением числа витков спирали радиус кривизны внешних витков будет увеличиваться, в результате чего обратные перетекания будут уменьшаться, тем самым приводя к снижению, хотя и незначительному, предельного остаточного давления.

Увеличение радиуса базовой окружности в обоих случаях приводит к росту максимальной быстроты действия (см. рис. 6).



**Рис. 6.** Зависимости максимальной быстроты действия и предельного остаточного давления от радиуса базовой окружности при постоянном (кривые 1, 3) и переменном (кривые 2, 4) радиусах расточки корпуса: 1, 2 — предельное остаточное давление; 3, 4 — максимальная быстрота действия

На рис. 7 приведена зависимость отношения скорости действия к индикаторной мощности в зависимости от радиуса базовой окружности. Чем больше эта величина, тем выше энергоэффективность машины. При переменном радиусе расточки корпуса (кривая 1) отношение  $S/W$  достигает максимума в диапазоне  $r_6 = 4...5$  мм. С одной стороны, увеличение радиуса кривизны периферийных витков снижает величину обратных перетеканий за счет увеличения протяженности канала. С другой — скорость движения отсеченной полости растет, поэтому увеличивается потребляемая мощность, а дальнейшее увеличение радиуса базовой окружности не дает повышения энергоэффективности насоса и даже немного ее снижает.



**Рис. 7.** Зависимость отношения скорости действия к потребляемой мощности от радиуса базовой окружности при давлении 25 кПа на входе в насос при переменном (1) и постоянном (2) радиусах расточки корпуса

При постоянном диаметре корпуса (кривая 2, см. рис. 7) рост радиуса базовой окружности уменьшает число последовательно соединенных полостей, увеличивает обратные перетекания и снижает энергоэффективность насоса. Построенные графики позволяют выбрать оптимальную геометрию для насоса при входном давлении 25 кПа.

**Заключение.** Проведенный расчетный анализ показывает универсальность и гибкость конструкции спирального вакуумного насоса, тем самым доказывая возможность создания оптимального спирального вакуумного насоса под конкретные задачи вакуум-технологических процессов.



## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Капустин Е.Н., Исаев А.А., Тюрин А.В. и др. Разработка и освоение выпуска отечественных торцевых уплотнителей для безмасляных спиральных вакуумных насосов. *ИМТОМ–2017. Материалы 8 Междунар. науч.-техн. конф. Ч. 2.* Казань, 2017, с. 34–38.
- [2] Ившин Я.В., Бурмистров А.В., Саликеев С.И. и др. Анодирование спиральных элементов вакуумных насосов. *Вестник Технологического университета*, 2015, т. 18, № 3, с. 116–120.
- [3] Бурмистров А.В., Саликеев С.И., Райков А.А. и др. Улучшение характеристик спирального вакуумного насоса за счет компенсации тепловых деформаций. *Вакуумная техника и технология*, 2019, т. 29, № 1, с. 9–13.
- [4] Тюрин А.В., Бурмистров А.В., Райков А.А. и др. Анализ энергетических характеристик безмасляного спирального вакуумного насоса. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 8, с. 37–43.  
DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-8-37-43>
- [5] Якупов Р.Р. Разработка и исследование безмасляного спирального вакуумного насоса. Дис. ... канд. техн. наук. Казань, КНИТУ, 2018.
- [6] Li Z., Li L., Zhao Y., et al. Theoretical and experimental study of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2009, vol. 84, no. 3, pp. 415–421.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2009.09.005>
- [7] Li Z., Li L., Zhao Y., et al. Test and analysis on the working process of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2010, vol. 85, no. 1, pp. 95–100.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2010.04.008>
- [8] Sawada T., Kamada S., Sugiyama W., et al. Experimental verification of theory for the pumping mechanism of a dry-scroll vacuum pump. *Vacuum*, 1999, vol. 53, no. 1, pp. 233–237. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0042-207X\(98\)00383-2](https://doi.org/10.1016/S0042-207X(98)00383-2)
- [9] Su Y., Sawada T., Takemoto J., et al. Theoretical study on the pumping mechanism of a dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 1996, vol. 47, no. 6-8, pp. 815–818.  
DOI: [https://doi.org/10.1016/0042-207X\(96\)00073-5](https://doi.org/10.1016/0042-207X(96)00073-5)
- [10] Burmistrov A., Salikeev S., Raykov A., et al. Mathematical model of working process of oil free scroll vacuum pump: Influence of leakage and heat transfer on pumping characteristics. *Vak. Forschung und Prax.*, 2017, vol. 29, no. 6, pp. 28–31.  
DOI: <https://doi.org/10.1002/vipr.201700663>
- [11] Tyurin A., Burmistrov A., Salikeev S., et al. Study of oil free scroll vacuum pump characteristics: comparison of experimental and calculated data. *Vak. Forschung und Prax.*, 2020, vol. 32, no. 6, pp. 42–44. DOI: <https://doi.org/10.1002/vipr.202000749>
- [12] Wang J., Dong L., Xi Z., et al. Construction and simulation of novel asymmetrical scroll wraps for scroll vacuum pumps. *Vacuum*, 2021, vol. 183, art. 109837.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2020.109837>

[13] Zhang Q., Feng J., Zhang Q., et al. Performance prediction and evaluation of the scroll-type hydrogen pump for FCVs based on CFD Taguchi method. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2019, vol. 44, no. 29, pp. 15333–15343.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.04.019>

[14] Yue X., Lu Y., Zhang Y., et al. Computational fluid dynamics simulation study of gas flow in dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2015, vol. 116, pp. 144–152.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2015.03.012>

[15] Yue X., Zhang Y., Su Z., et al. CFD based analysis of gas flow in dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2017, vol. 139, pp. 127–135.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2017.02.019>

**Тюрин Алексей Викторович** — аспирант кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок» ФГБОУ ВО «КНИТУ» (Российская Федерация, 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, д. 68); начальник лаборатории испытаний и перспективных исследований АО «Вакууммаш» (Российская Федерация, 420054, г. Казань, Тульская ул., д. 58).

**Бурмистров Алексей Васильевич** — д-р техн. наук, профессор кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок» ФГБОУ ВО «КНИТУ» (Российская Федерация, 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, д. 68).

**Саликеев Сергей Иванович** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок» ФГБОУ ВО «КНИТУ» (Российская Федерация, 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, д. 68).

**Райков Алексей Александрович** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок» ФГБОУ ВО «КНИТУ» (Российская Федерация, 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, д. 68).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Тюрин А.В., Бурмистров А.В., Саликеев С.И. и др. Повышение эффективности рабочего процесса безмасляного спирального вакуумного насоса. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2021, № 3 (138), с. 122–134.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2021-3-122-134>

**IMPROVING THE OIL-FREE SCROLL VACUUM PUMP EFFICIENCY**

**A.V. Tyurin<sup>1,2</sup>**

[tyrin92@mail.ru](mailto:tyrin92@mail.ru)

**A.V. Burmistrov<sup>1</sup>**

[burm@kstu.ru](mailto:burm@kstu.ru)

**S.I. Salikeev<sup>1</sup>**

[salikeev\\_s@mail.ru](mailto:salikeev_s@mail.ru)

**A.A. Raykov<sup>1</sup>**

[alraykov@kstu.ru](mailto:alraykov@kstu.ru)

<sup>1</sup> Kazan National Research Technological University, Kazan, Russian Federation

<sup>2</sup> JSC “Vacuummash”, Kazan, Russian Federation

## Abstract

Improving the quality of manufactured products involves reducing any contaminants introduced into the vacuum chamber from the pumping means. Scroll vacuum pumps, which are constantly developing, are the most promising for oil-free pumping. Relying on the mathematical model developed, we examined the influence of the main parameters of the scroll on the scroll pump performance, in particular, the influence of the radius of the base circle on the pumping speed and the power consumption of the scroll pump at fixed and variable radii of the pump housing bore. Maintaining the overall dimensions of the pump with an increase in the radius of the base circle proves to lead to an exponential increase in the limiting residual pressure and a decrease in energy efficiency due to a decrease in the number of scroll wraps and, as a consequence, an increase in backflows. For the pump under consideration, when the base circle radius is more than 3.5 mm, the limiting residual pressure exceeds 10 Pa, and the vacuum scroll pump can no longer be a full-fledged oil-free alternative to oil-sealed vacuum pumps. With an increase in the radius of the base circle, while maintaining the number of scroll wraps, the radius of curvature of the outer wraps will increase; this results in the backflow decrease, leading to a decrease, albeit insignificant, in the limiting residual pressure. The energy efficiency of the scroll pump decreases with decreasing pump inlet pressure. The above dependencies make it possible to choose the optimal geometry of the scrolls, based on the specific conditions for which the vacuum scroll pump is designed

## Keywords

*Scroll vacuum pump, pumping speed, indicator power, energy efficiency, backflow*

Received 19.01.2021

Accepted 12.02.2021

© Author(s), 2021

---

## REFERENCES

- [1] Kapustin E.N., Isaev A.A., Tyurin A.V., et al. [Development and mastering production of domestic mechanical seals for oil-free scroll vacuum pumps]. *IMTOM–2017. Materialy 8 Mezhdunar. nauch.-tekh. konf. Ch. 2* [IMTOM–2017. Proc. 8 Int. Sc.-Tech. Conf. Vol. 2]. Kazan, 2017, pp. 34–38 (in Russ.).
- [2] Ivshin Ya.V., Burmistrov A.V., Salikeev S.I., et al. Anodizing scroll elements of vacuum pumps. *Vestnik Tekhnologicheskogo universiteta* [Bulletin of the Technological University], 2015, vol. 18, no. 3, pp. 116–120 (in Russ.).
- [3] Burmistrov A.V., Salikeev S.I., Raykov A.A., et al. Improving the performance of a spiral vacuum pump by compensating for thermal deformation. *Vakuumnaya tekhnika i tekhnologiya* [Vacuum Technique and Technology], 2019, vol. 29, no. 1, pp. 9–13 (in Russ.).

- [4] Tyurin A.V., Burmistrov A.V., Raykov A.A., et al. An analysis of power characteristics of oil-free scroll vacuum pumps. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2020, no. 8, pp. 37–43 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-8-37-43>
- [5] Yakupov R.R. *Razrabotka i issledovanie bezmaslyanogo spiral'nogo vakuumnogo nasosa*. Dis. kand. tekhn. nauk [Development and study on oil-free scroll vacuum pump. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. Kazan, KNITU Publ., 2018 (in Russ.).
- [6] Li Z., Li L., Zhao Y., et al. Theoretical and experimental study of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2009, vol. 84, no. 3, pp. 415–421. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2009.09.005>
- [7] Li Z., Li L., Zhao Y., et al. Test and analysis on the working process of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2010, vol. 85, no. 1, pp. 95–100. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2010.04.008>
- [8] Sawada T., Kamada S., Sugiyama W., et al. Experimental verification of theory for the pumping mechanism of a dry-scroll vacuum pump. *Vacuum*, 1999, vol. 53, no. 1, pp. 233–237. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0042-207X\(98\)00383-2](https://doi.org/10.1016/S0042-207X(98)00383-2)
- [9] Su Y., Sawada T., Takemoto J., et al. Theoretical study on the pumping mechanism of a dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 1996, vol. 47, no. 6-8, pp. 815–818. DOI: [https://doi.org/10.1016/0042-207X\(96\)00073-5](https://doi.org/10.1016/0042-207X(96)00073-5)
- [10] Burmistrov A., Salikeev S., Raykov A., et al. Mathematical model of working process of oil free scroll vacuum pump: Influence of leakage and heat transfer on pumping characteristics. *Vak. Forschung und Prax.*, 2017, vol. 29, no. 6, pp. 28–31. DOI: <https://doi.org/10.1002/vipr.201700663>
- [11] Tyurin A., Burmistrov A., Salikeev S., et al. Study of oil free scroll vacuum pump characteristics: comparison of experimental and calculated data. *Vak. Forschung und Prax.*, 2020, vol. 32, no. 6, pp. 42–44. DOI: <https://doi.org/10.1002/vipr.202000749>
- [12] Wang J., Dong L., Xi Z., et al. Construction and simulation of novel asymmetrical scroll wraps for scroll vacuum pumps. *Vacuum*, 2021, vol. 183, art. 109837. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2020.109837>
- [13] Zhang Q., Feng J., Zhang Q., et al. Performance prediction and evaluation of the scroll-type hydrogen pump for FCVs based on CFD Taguchi method. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2019, vol. 44, no. 29, pp. 15333–15343. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.04.019>
- [14] Yue X., Lu Y., Zhang Y., et al. Computational fluid dynamics simulation study of gas flow in dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2015, vol. 116, pp. 144–152. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2015.03.012>
- [15] Yue X., Zhang Y., Su Z., et al. CFD based analysis of gas flow in dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2017, vol. 139, pp. 127–135. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2017.02.019>

**Tyurin A.V.** — Post-Graduate Student, Department of Vacuum Engineering, Kazan National Research Technological University (K. Marksa ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation); Head of the Laboratory for Testing and Advanced Research, JSC “Vacuummash” (Tulskaya ul. 58, Kazan, 420054 Russian Federation).

**Burmistrov A.V.** — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Vacuum Engineering, Kazan National Research Technological University (K. Marksa ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation).

**Salikeev S.I.** — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Vacuum Engineering, Kazan National Research Technological University (K. Marksa ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation).

**Raykov A.A.** — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Vacuum Engineering, Kazan National Research Technological University (K. Marksa ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Tyurin A.V., Burmistrov A.V., Salikeev S.I., et al. Improving the oil-free scroll vacuum pump efficiency. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2021, no. 3 (138), pp. 122–134 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2021-3-122-134>