

ГЕРВИКОН
HERVICON

ЭККОН
ЕККОН



6 - 9 сентября 2011, СумГУ, г. Сумы, Украина

XIII Международная научно-техническая конференция "ГЕРВИКОН-2011"

Международный форум "НАСОСЫ-2011"

Семинар "ЭККОН-11"

ПРОЕКТИРОВАНИЕ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ВЫСОКОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ

Марцинковский В.С.¹, Юрко В.И.², Тарельник В.Б.³, Филоненко Ю.С.⁴

АННОТАЦИЯ

Изложены результаты комплекса работ фирмы ООО "ТРИЗ" по модернизации упорных подшипников скольжения. Принятые и реализованные оригинальные технические решения позволили в несколько раз повысить несущую способность и существенно снизить расход смазочного масла при сохранении основных размеров. Приведены конструкции разработанных упорных подшипников и их характеристики.

Ключевые слова: Турбины, компрессоры, упорные подшипники скольжения, несущая способность, толщина масляного слоя, расход масла.

Одной из основных задач при разработке и эксплуатации турбокомпрессорных агрегатов (ТКА) является обеспечение осевой устойчивости роторов. Упорные подшипники должны надежно удерживать неуравновешенные осевые силы, возникающие при любых возможных режимах работы ТКА. В процессе эксплуатации ТКА происходят изменения

¹ Марцинковский Василий Сигизмундович, к.т.н, директор ООО «ТРИЗ», ул. Машиностроителей, 1, 40020, г. Сумы, Украина

² Юрко Владимир Иванович, зав. бюро расчетов и программирования, ООО «ТРИЗ», ул. Машиностроителей, 1, 40020, г. Сумы, Украина

³ Тарельник Вячеслав Борисович, д.т.н., проф., Сумский национальный аграрный университет, кафедра эксплуатации и ремонта машин, ул. Кирова, 160, 40021, г. Сумы, Украина

⁴ Филоненко Юрий Сергеевич, руководитель проекта, ООО «ТРИЗ», ул. Машиностроителей, 1, 40020, г. Сумы, Украина

в уплотнительных зазорах, в проточных частях и соответственно перераспределения давления, приводящие к существенному отклонению условий работы упорного подшипника от тех, на которые он первоначально проектировался. Значительное влияние на величину остаточных осевых сил оказывают зубчатые муфты, причем их влияние усиливается в процессе эксплуатации и возрастает в разы по сравнению с исходным состоянием. Кроме того, многие предприятия проводят модернизацию ТКА с целью согласования и обеспечения требуемых технологических режимов, что зачастую сопряжено с существенным возрастанием нагрузок на упорный подшипник.

Проблеме повышения несущей способности упорных подшипников посвящены многочисленные научно-технические исследования, например, [1], [2], [3], результаты которых используют различные фирмы, например [4], однако предлагаемых мер и рекомендаций по усовершенствованию оказывается недостаточно для того, чтобы в полной мере компенсировать возрастание нагрузок на упорные подшипники и обеспечить надежную и экономичную работу этих узлов во всем диапазоне режимов эксплуатации.

Вместе с тем развивается направление разработок, связанных с использованием в подшипниках скольжения антифрикционных материалов с разнообразными физико-механическими и триботехническими свойствами, в частности, замена баббита в гидродинамических подшипниках антифрикционными накладками [5]. Как показывает полученный опыт эксплуатации, такая замена позволяет продлить ресурс работы подшипника в условиях высоких температур и на нерасчетных режимах, но сама по себе она не оказывает влияния на несущую способность масляного клина. Использование в упомянутых подшипниках наряду с антифрикционными накладками индивидуального подвода смазки позволяет сократить потери мощности на трение и необходимый расход смазки и несколько улучшить температурный режим работы подшипника, но этого недостаточно для существенного повышения его несущей способности и надежности.

В связи с вышесказанным актуальной является задача модернизации штатных упорных подшипников с целью повышения их несущей способности, а также создание упорных подшипников с характеристиками, существенно отличающимися от ранее разработанных. Фирма ООО "ТРИЗ" обладает опытом модернизации подшипниковых узлов, позволяющей при минимальных изменениях в конструкции повышать их несущую способность в 1,5...2 раза и значительно продлевать ресурс их работы. Целью настоящей статьи является анализ эффективности технических решений, применяемых ООО "ТРИЗ" для повышения несущей способности упорных подшипников, на примере разработки упорного подшипника ПДУ-120/260.

В 2006 г. на ОПЗ для увеличения производительности цеха производства аммиака проводилась модернизация турбины ТКА синтез-газа поз. 103J. Модернизацию проводили фирмы "ALSTOM Power Sp. z.o.o." и "UTE Sp. z.o.o."

Целью модернизации турбины было повышение ее кпд, и для достижения необходимых параметров повышения кпд потребовался переход на другой тип турбины – с активного на реактивный. Это изменение повлекло за собой увеличение осевой силы, действующей на ротор турбины. Если несущая способность штатного упорного подшипника турбины составляет 5500 кгс, то по техническому заданию необходимо было разработать упорную часть опорно-упорного подшипника с несущей способностью 20000 кгс с рабочей стороны и 10000 кгс с нерабочей стороны при рабочих оборотах турбины 11200 об/мин, причем конструкция подшипника должна была быть реализована в прежних габаритах штатной турбины. По сути дела, необходимо было разработать новый подшипник, превосходящий штатный по несущей способности почти в 4 раза.

Фирма ООО "ТРИЗ" выиграла тендер среди ведущих фирм-производителей компрессорного оборудования, разработала и изготовила новые опорный и опорно-упорный подшипники для модернизируемой турбины (рис. 1).

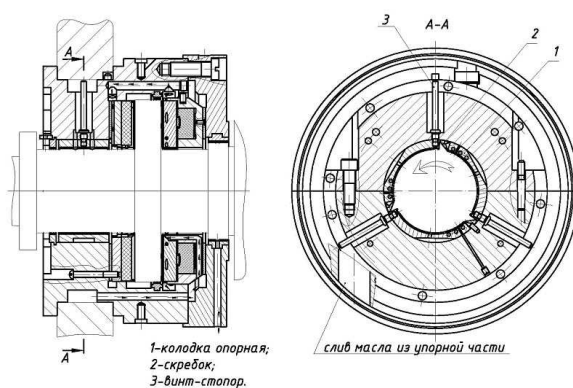


Рисунок 1 – Подшипник опорно-упорный ПДУ-120/260

Достичь несущей способности упорного подшипника в 20000 кгс за счет простого увеличения диаметра упорного диска оказалось невозможно в силу ряда причин, главными из которых являются значительное повышение тепловыделения вследствие высокой скорости скольжения, вызванной ростом диаметра, а также нарушение ламинарного режима течения при

формировании гидродинамического клина упорной колодки. И то, и другое обстоятельство существенно снижают несущую способность подшипника при том, что за счет увеличения площади упорных колодок она должна была бы повышаться. Кроме того, с увеличением габаритов подшипника существенно возрастают потери мощности на трение и необходимый расход смазки на охлаждение подшипника, который существующая маслосистема ТКА не обеспечивала. В связи с этим были проведены оптимизационные расчеты, в результате которых диаметр упорного диска был ограничен значением в 260 мм, в то время как диаметр упорного диска штатного подшипника составлял 230 мм.

Таким образом, давление на баббитовую поверхность упорной колодки от действия осевой силы составило 60 кгс/см^2 при максимальной скорости скольжения 152 м/с. При этом в случае малейшей неравномерности в восприятии осевой силы отдельными колодками может произойти разрушение наиболее нагруженной колодки, что вызовет лавинообразный процесс разрушения всех колодок. Так, при использовании традиционных рычажных выравнивающих систем, разность температуры между максимально нагруженной и минимально нагруженной колодкой может составлять 40°C [2]. Таким образом, при температуре минимально нагруженной колодки 110°C (максимально допустимая для колодок с антифрикционным баббитовым слоем) температура максимально нагруженной колодки составит 150°C .

Для более равномерного распределения нагрузки между упорными колодками в подшипнике была применена собственная рычажная выравнивающая система с повышенными компенсирующими свойствами (рис. 2), в которой трение скольжения между рычагами заменено трением качения [6], [7]. Разница температур между колодками в подшипниках, оснащенных такой выравнивающей системой, не превышает 6°C .

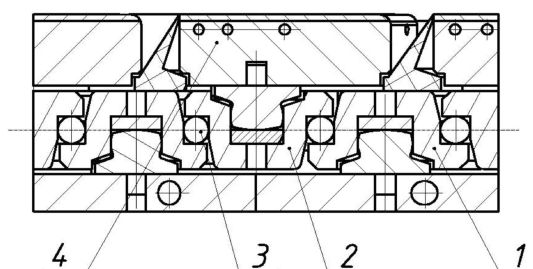


Рисунок 2 – Рычажная выравнивающая система с повышенными компенсирующими свойствами:

1 – рычаг нижний, 2 – рычаг верхний, 3 – ролик, 4 – колодка упорная

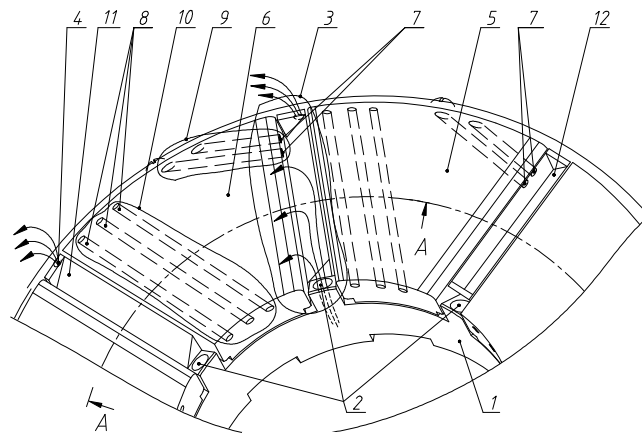
Даже при наличии оптимально спроектированных упорных колодок и выравнивающей системы в подшипнике с такими габаритами и рабочими параметрами суммарные потери мощности на трение составляют 187 кВт. Чтобы отвести такое количество тепла, при традиционной системе подвода смазки необходимо было бы обеспечить расход смазочного масла через подшипник свыше 370 л/мин, в то время как расход масла через штатный подшипник составляет 180 л/мин. Для решения этой проблемы в подшипнике организовано два круга циркуляции смазочного масла [8]. Сначала масло поступает к рабочим колодкам подшипника. Причём поток масла организован таким образом, что за счет специальной формы маслосъемного скребка (рис. 3), образующего в межколодочном пространстве две не сообщающиеся между собой полости, осуществлён индивидуальный подвод масла к упорным колодкам, и, кроме того, часть масла проходит через специальные каналы в упорной колодке под баббитовым слоем для охлаждения термонагруженной зоны колодки [9]. Установленные в межколодочном пространстве скребки являются многофункциональными и способствуют выполнению следующих задач:

- препятствие переносу горячей масляной пленки с одной колодки на другую и, тем самым, увеличение оптимального коэффициента заполнения несущей поверхности колодок с 0,6 [2] до 0,9 (это изменение иллюстрируют графики на рисунке 4);
- организация индивидуального маслоподвода в колодки;
- организация индивидуального маслоотвода из колодок;
- снятие электростатического заряда за счет выполнения скребка из электропроводного материала [10].

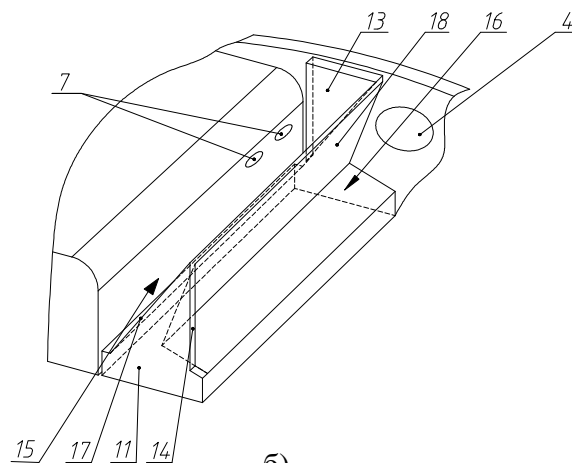
Благодаря такой конструкции снижается температура несущего масляного клина, повышается несущая способность рабочей стороны, предотвращается электроэрозионный износ колодок. Далее разогретое масло после рабочих колодок подводится к нерабочей группе колодок (рис. 1) и за счет того, что масло подводится с меньшей вязкостью, чем на входе в подшипник, снижаются потери мощности на трение и уменьшается реактивная осевая сила со стороны нерабочей группы колодок. Благодаря рациональной системе подвода смазки расход, необходимый для охлаждения подшипника, удалось сократить до 235 л/мин, что дало возможность использовать штатную систему смазки агрегата.

Для сохранения ламинарного режима течения масла на входе в гидродинамический клин на входной кромке упорной колодки выполнена гиперболическая заходная поверхность, предотвращающая вихреобразование. Кроме того, специально предусмотрено дополнительное охлаждение верхней части входной кромки каналами 7 (рис. 3), предотвращающее снижение вязкости масла на входе в колодку и, тем самым, способствующее сохранению ламинарного режима течения [9].

В процессе работы над подшипником выяснилось, что при останове агрегата возможен режим, когда ротор турбины раскручивается в обратную сторону, причём частота вращения в этом случае может достигать 4000 об/мин, а величина осевой силы – 6000 кгс в сторону нерабочих колодок. Это обстоятельство повлекло за собой необходимость использования на нерабочей стороне реверсивных упорных колодок. Однако, как показали расчеты, несущая способность нерабочей стороны, состоящей полностью из реверсивных колодок, составила менее 8000 кгс, что меньше необходимой по техническому



а)



б)

Рисунок 3 – Рабочая упорная часть подшипника ПДУ-120/260:

а) – упорные колодки; б) - межколодочное пространство;

- 1 – корпус; 2 – каналы подвода масла; 3 – межколодочное пространство;
 4 – каналы отвода масла на слив; 5, 6 – самоустанавливающиеся упорные колодки;
 7 – каналы охлаждающего масла входной кромки; 8 – каналы охлаждающего масла термонагруженной зоны; 9 – зона входа в колодку; 10 – термонагруженная зона;
 11, 12 – multifunctional oil-removing scrapers, 13 – переключатель скребка на участке слива, 14 – переключатель скребка на участке подвода охлаждающего масла,
 15 – полость, сообщающаяся с каналами подвода охлаждающего масла,
 16 – полость, сообщающаяся с каналами отвода масла на слив,
 17 – спинка скребка, 18 – передняя поверхность скребка.

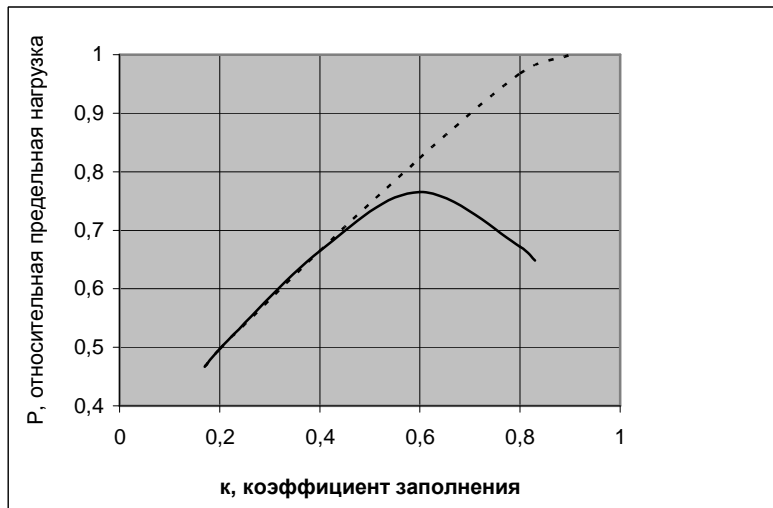


Рисунок 4 – Зависимость наибольшей нагрузки P , выдерживаемой подшипником, от коэффициента заполнения k :

- для подшипников без маслосъемных скребков
- - - - - для подшипников с маслосъемными скребками

заданию несущей способности этой стороны 10000 кгс для режима при рабочем вращении. Как известно, нереверсивные упорные колодки обладают большей несущей способностью по сравнению с реверсивными, однако при этом они имеют практически нулевую несущую способность при обратном (нерасчетном) направлении вращения ротора и не способны в этом режиме обеспечить восприятие осевой силы. Для выхода из сложившейся ситуации было принято решение о проектировании нерабочей части упорного подшипника комбинированного типа, в которой поочередно установлены нереверсивные и реверсивные колодки [9].

В такой конструкции при рабочем направлении вращения ротора нереверсивные и реверсивные колодки работают совместно друг с другом, и несущая способность такого подшипника выше, чем у аналогичного подшипника с реверсивными колодками. При обратном вращении работают только реверсивные колодки, создавая необходимую для этой нештатной ситуации несущую способность. В рассматриваемом случае нерабочая сторона упорного подшипника имеет четыре реверсивные колодки и четыре нереверсивные (рис. 5). Для обеспечения реверсивной работы подшипника в межколодочных каналах установлены реверсивные маслосъемные скребки, конструкция которых позволяет им выполнять свои функции независимо от направления вращения ротора. При рабочем направлении вращения с

частотой 11200 об/мин несущая способность нерабочей стороны составляет 12000 кгс; при обратном вращении с частотой 4000 об/мин – 6000 кгс.

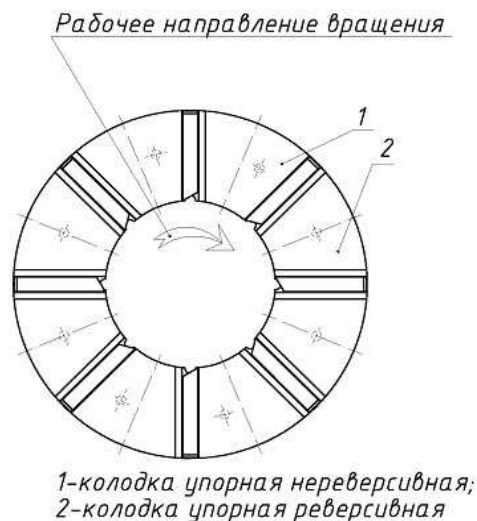


Рисунок 5 – Комбинированная нерабочая упорная часть подшипника ПДУ-120/260

Таким образом, совместная установка в упорном подшипнике нереверсивных и реверсивных колодок позволяет получить подшипник, сочетающий высокую несущую способность при прямом направлении вращения на рабочем режиме с необходимой несущей способностью при обратном вращении на нештатных режимах работы.

Данный упорный подшипник был рассчитан, спроектирован, изготовлен в ООО "ТРИЗ" и в 2006 г. установлен на модернизированную турбину ТК синтез-газа цеха производства аммиака ОПЗ (рис. 6). С тех пор подшипник успешно эксплуатируется, способствуя надежной и экономичной работе турбины.

Благодаря техническим решениям, заложенным специалистами ООО "ТРИЗ" в конструкцию узла упорного подшипника, была обеспечена модернизация турбины, направленная на повышение эффективности ее работы, в результате которой расход пара уменьшился на 12 т/ч. В 2009 г. была выполнена аналогичная модернизация еще одной турбины на ОПЗ, а также на ОАО «Куйбышев Азот». В 2010 г. осуществлена модернизация двух турбин на ОАО «Акрон» и ОАО «Кемерово Азот».

Сравнительные характеристики штатного и вновь разработанного упорных подшипников турбины ТК синтез-газа 103 JT приведены в таблице.



Рисунок 6 – Подшипник опорно-упорный ПДУ-120/260 во время монтажа

Таблица 1 – Сравнительные характеристики упорных подшипников турбины поз. 103ЖТ, ОПЗ

Подшипник		Направление вращения	Несущая способность, кгс	Окружная скорость на среднем радиусе, V, м/с	Скорость на периферии V _п , м/с	Удельное давление, P _{уд} , кгс/см ²	Фактор P _{уд} ·V, кгс/см ² ·м/с	Удельный расход смазки, л/мин/т
Рабочая сторона	ПОУ-120 (штатный реверсивный)	Рабочее	5500	102	131	24	2448	33
	ПДУ-120/260 (разработанный не реверсивный)	Рабочее	20000	113	153	56	6328	12
Не рабочая сторона	ПОУ-120 (штатный не реверсивный)	Рабочее	263	102	120	4,9	500	690
	ПДУ-120/260 (разработанный реверсивный)	Рабочее	12000	113	153	33	3729	20
		Обратное	6000	40	55	17	680	40

Важным критерием оценки эффективности упорного подшипника является удельный расход смазки или отношение расхода масла к несущей способности подшипника. Как видно из таблицы, с этой точки зрения комплекс технических решений, реализованный во вновь разработанном подшипнике модернизированной турбины ПДУ-120/260, является эффективным. Данный подшипник превосходит штатный по несущей способности почти в 4 раза, при этом удельный расход смазки почти в 3 раза меньше, чем у штатного.

Из проведенного анализа можно сделать вывод о том, что технические решения, разработанные ООО "ТРИЗ" при проектировании нового упорного подшипника для турбины ТК синтез-газа, позволяют разрабатывать надежные упорные подшипники с характеристиками, в разы превышающими существующие конструкции упорных подшипников, и решать проблемы, связанные с восприятием осевых нагрузок на переходных и нерасчетных режимах, обеспечивая при этом уменьшение удельного расхода смазки. К этим запатентованным решениям относятся:

- два круга циркуляции смазочного масла;
- многофункциональные маслосъемные скребки;
- гидростатическая разгрузка упорного диска;
- рычажная выравнивающая система с повышенными компенсирующими свойствами "ТРИЗ";
- тангенциальное охлаждение периферии колодки для сохранения ламинарного режима течения;
- радиальное охлаждение термонагруженной зоны колодки для снижения температуры несущего масляного клина;
- комбинированный упорный подшипник с поочередно установленными реверсивными и нереверсивными и колодками;
- реверсивные маслосъемные скребки.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Кортенко В.В., Скрипкин Ю.П., Сурис П.Л. Несущая способность осевого подшипника паровых турбин 100 – 500 МВт при различных положениях опоры подушек. Экспресс-инфор. Вып. 3 // Энергетическое машиностроение. М.: 1984. С. 9-11.
2. Сережкина Л.П., Зарецкий Е.И. Осевые подшипники мощных паровых турбин - М.: Машиностроение, 1988.- 175 с.

3. Барцев И.В., Музалевский В.И., Тярсов А.К., Савва В.В. Подшипник скольжения для высоких нагрузок. // Компрессорная техника и пневматика. 2001. №6. С. 12-13.
4. Леверов А.В. Многоклиновые, сегментные и комбинированные подшипники John Crane. // Газотурбинные технологии. 2008. № 6. С. 8-10.
5. Муратов Х.И., Сатановский С.В. Замена баббита в гидродинамических подшипниках турбомашин антифрикционными штампованными накладками // Компрессорная техника и пневматика. 2003. № 6. С. 19-22.
6. Патент на винахід 81026, Україна, F16C 17/04. Важільна вирівнювальна система упорного підшипника. В.С.Марцинковський, Ю.С.Філоненко, В.М.Кучеренко.
7. Патент на изобретение 2305212, Россия, F16C 17/04. Рычажная выравнивающая система упорного подшипника. В.С.Марцинковський, Ю.С.Філоненко, В.Н.Кучеренко.
8. Авторское свидетельство №1541442, СССР, 5F16C17/04 Упорный подшипник скольжения. В.С.Марцинковський, Л.В.Черепов, Н.В.Малик, В.И.Юрко, Ю.С.Зинченко
9. Патент корисну модель 29014, Україна, F16C32/00. Упорний підшипник. В.С.Марцинковський, Ю.С.Філоненко, В.И.Юрко, В.М.Кучеренко
10. Авторское свидетельство № 1721332 А1, СССР, F16C 17/04. Подшипниковый узел скольжения. В.С. Марцинковський, Л.В. Черепов, П.В. Барзыкин, В.В. Ковалев.

DESIGNING FLUID FILM THRUST BEARINGS WITH HIGH LOAD CAPACITY

**Vasily Martsinkovsky, Vladimir Yurko, Yuriy Filonenko,
TRIZ Ltd**

**Vyacheslav Tarelnik,
Sumy National Agrarian University**

SUMMARY

Results of "TRIZ" LTD Company series of works for modernization of fluid film thrust bearings are stated. The taken and realized original technical solutions have permitted to increase several times the load carry capacity and appreciably decrease the flow rate of lubrication oil while keeping the basic dimensions. Designs and characteristics of the developed thrust bearings are given.

Keywords: Turbines, compressors, fluid film thrust bearings, load carry capacity, thickness of lubricating layer, oil flow rate.